

内燃机先进技术译丛

 Springer

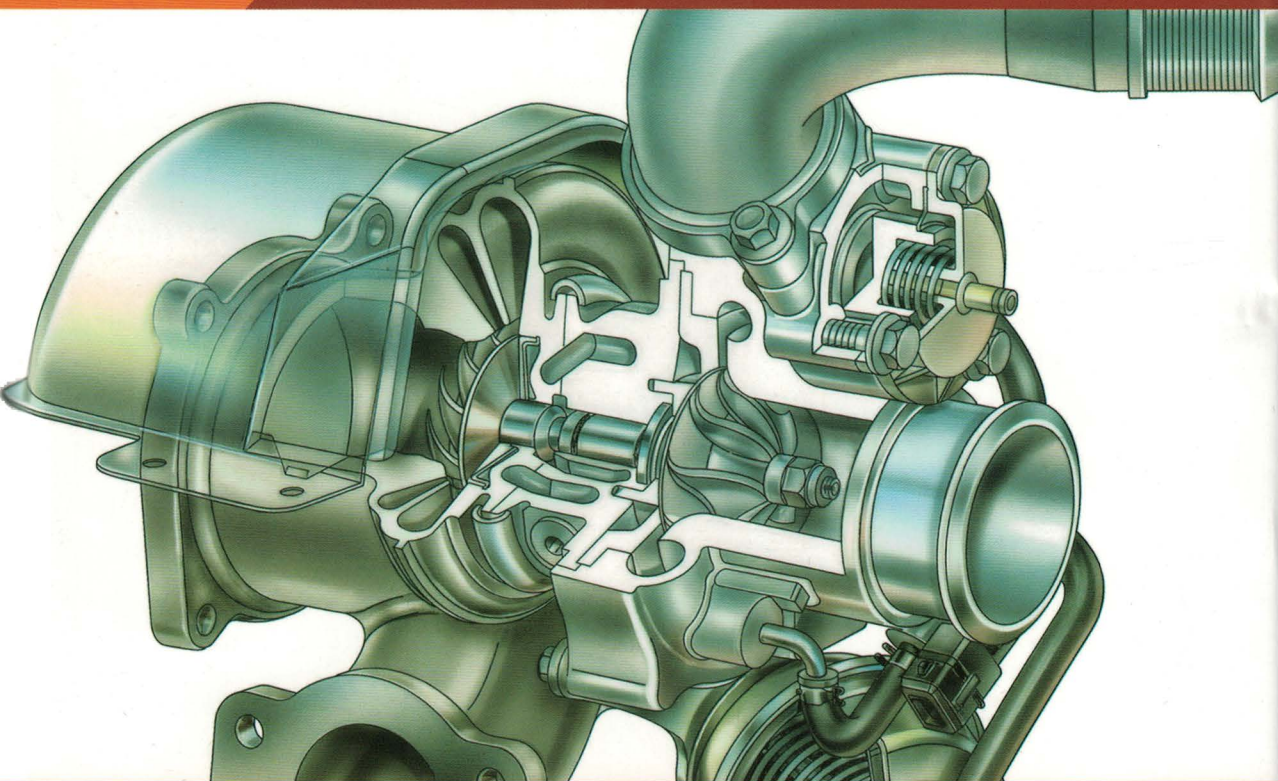
内燃机增压

——基础、计算和设计

Aufladung von
Verbrennungsmotoren 原书第4版

[德] 赫尔穆特·普赫 (Helmut Pucher) 编著
卡尔·青纳 (Karl Zinner)

倪计民团队 译



 机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



内燃机先进技术译丛

内燃机增压

——基础、计算和设计

[德] 赫尔穆特·普赫 (Helmut Pucher) 编著
卡尔·青纳 (Karl Zinner)
倪计民团队 译



机械工业出版社

本书除对内燃机增压技术的理论基础、结构形式、过程仿真、工作特性、冷却等内容进行详尽论述外，还对相继增压、二级增压、与发动机的热力耦合和机械耦合，以及增压技术在车用、船用、固定机械用、航空用发动机上的应用进行了全面介绍，尤其是对增压技术在增加内燃机功率密度、降低油耗、减少排放进而促进发动机小型化的作用进行了详尽分析。本书适合从事增压发动机和相关增压部件研究、设计、开发的工程师阅读使用，也可供大专院校相关专业师生阅读参考。

丛书序

我国的内燃机工业在几代人前仆后继的努力下，已经取得了辉煌的成绩。从1908年中国内燃机工业诞生至今的一百多年里，中国内燃机工业从无到有，从弱到强，走出了一条自强自立、奋发有为的发展道路。2017年，我国内燃机产量已突破8000万台，总功率突破26.6亿千瓦，我国已是世界内燃机第一生产大国，产量约占世界总产量的三分之一。

内燃机是人类历史上目前已知的效率最高的动力机械之一。到目前为止，内燃机是包括汽车、工程机械、农业机械、船舶、军用装备在内的所有行走机械中的主流动力传统装置，但内燃机目前仍主要依靠石油燃料工作，每年所消耗的石油占全国总耗油量的60%以上。目前，我国一半以上的石油是靠进口，国家每年在石油进口上花费超万亿美元。国务院关于《“十三五”节能减排综合工作方案》的通知已经印发，明确表明将继续狠抓节能减排和环境保护。内燃机是目前和今后实现节能减排最具潜力、效果最为直观明显的产品，为实现我国2030年左右二氧化碳排放达到峰值且将努力早日达峰的总目标，内燃机行业节能减排的责任重大。

如何推进我国内燃机工业由大变强？开源、节流、高效！“开源”就是要寻求石油替代燃料，实现能源多元化发展。“节流”应该以降低油耗为中心，开展新技术的研究和应用。“高效”是指从技术、关联部件、总成系统的角度出发，用智能模式全方位提高内燃机的热效率。我国内燃机的热效率从过去不到20%提升至汽油机超30%、柴油机超40%、先进柴油机超50%，得益于包括燃油喷射系统、电控、高压共轨、汽油机缸内直喷、增压系统、废气再循环等在内的先进技术的研究和应用。除此之外，降低发动机本身的重量，提高功率密度和体积密度也应得到重视。完全掌握以上技术对我国自主开发能力具有重要意义，也是实现我国由内燃机制造大国向强国迈进的基础。

技术进步和技术人员队伍的培养不能缺少高水平技术图书的知识传播作用。但遗憾的是，近十几年，国内高水平的内燃机技术图书品种较少，不能满足广大内燃机技术人员日益增长的知识需求。为此，机械工业出版社以服务行业发展为使命，针对行业需求规划出版“内燃机先进技术译丛”，下大力气，花大成本，组织行业内的专家，引进翻译了一批高水平的国外内燃机经典著作。涵盖了技术手册、整机技术、设计技术、测试技术、控制技术、关键零部件技术、内燃机管理技术、流程管理技术等。从规划的图书看，都是国外著名出版社多次再版的经典图书，这对于我国内燃机行业技术的发展颇具借鉴意义。

据我了解，“内燃机先进技术译丛”的翻译出版组织工作中，特别注重专业

性。参与翻译工作的译者均为在内燃机专业浸淫多年的专家学者，其中不乏知名的行业领军人物和学界泰斗。正是他们的辛勤工作，成就了这套丛书的专业品质。年过8旬的高宗英教授认真组织、批阅删改，反复修改的稿件超过半米高；75岁的范明强教授翻译3本，参与翻译1本；倪计民教授在繁重的教学、科研、产业服务之余，组织翻译6本德文著作。翻译人员对于行业的热爱，对知识传播和人才培养的重视，体现出了我国内燃机专家乐于奉献、重视知识传承的行业作风！

祝陆续出版的“内燃机先进技术译丛”取得行业认可，并为行业技术发展起到推动作用！

何光素

译者的话

正如 Pucher 教授《内燃机增压》原著的前言中讲到这本书后的故事，而我决定翻译出版这本著作，其实也有一些话要说。

2001 年秋，我作为同济大学中德学院（CDHK）汽车技术基金教席助手，首次接待了柏林工大内燃机研究所所长 Pucher 教授。Pucher 教授是应邀来 CDHK 讲学的。在此后的十年时间里（期间先后由三位基金教席教授提出邀请），Pucher 教授每年都来 CDHK 讲学。按照 CDHK 的规定，聘请的外教一般三年一聘，特殊情况可以五年。之所以连续十年聘请 Pucher 教授，是因为 Pucher 教授开设的课程深受学生欢迎，是学生给予评价最高的外教课程。

Pucher 教授在柏林工大担任教授三十多年，这在德国高校的教授中也是少见的。曾经听 Pucher 教授说起过，教学对于他来说是一大乐趣（viel Spaß）。他在柏林工大开设的几门专业课，学生都非常认真，也有一些非注册学生来旁听，教室常常爆满。2004 年 12 月 - 2005 年 5 月，我在柏林工大做高访时就旁听过他的所有课程，受益匪浅。同时给我留下深刻印象的是，在此期间他从没有因为科研或其他原因调课。

Pucher 教授是德国大学汽车和内燃机技术教授联谊会主席，德高望重，深受专业人士的爱戴。

Pucher 教授在攻读博士学位时就师从 Seifert 教授，参与编制 PROMO 软件，自主开发了增压器试验台。获业界广泛认可的增压器试验设备制造商凯策公司的增压器试验台测试设备，其原理就出自 Pucher 教授研究所的科研成果。Pucher 教授在增压器试验和仿真计算方面的学术水平也是世界公认的。

Pucher 教授与中国内燃机行业的交往也很密切。我国内燃机增压技术领域著名的北京理工大学魏春源教授 20 世纪 80 年代就在柏林工大做博士学位论文。Pucher 教授与上海交通大学顾宏中教授也是老朋友，此外，Pucher 教授也曾与我国的增压器企业有过合作。

增压技术是汽车发动机节能减排的主要技术手段，而我自己也刚好从事这方面的科研工作，而且也深知方法和流程的重要性，所以决定翻译出版这本书。尽管德语水平有限，但是觉得有责任为行业发展尽绵薄之力。

我与 Pucher 教授长达十数年的交往，已不仅仅限于工作友情，教授比我年长二十岁，是热情、睿智、风趣幽默的长者，我们之间存在着宛如亲人般的感情。从当初他来同济大学讲学时每年一聚，到现在我每次去德国必去 Pucher 教授家拜访，我们从专业到生活有很多可聊的内容。而 Pucher 太太总是会亲自下厨款待，其中

有一道汤，类似于我们做的鸡汤面，很是美味。尽管得了 Pucher 太太传授的菜谱，可惜配料中的某些蔬菜国内寻来似是而非，终是不可复制。

虽然 Pucher 教授已经退休，但他始终关注专业，关注中国。本来着手翻译的计划是在教授的本命年时以此书的中译本献给他，令我惭愧的是，由于各种原因，完稿期一再拖延至今。2018 年，三月在望，谨以此书献给伟大的 Pucher 教授，衷心祝愿 Pucher 教授生日快乐！祝愿 Pucher 教授夫妇健康、长寿！

本书由同济大学汽车学院汽车发动机节能与排放控制研究所倪计民教授团队负责翻译，具体分工如下：

倪计民，现在同济大学工作：翻译前言、缩写、目录，第 1~5 章；

李涛，现在德国达姆斯达特工大攻读博士学位：翻译第 6~7 章；

陈彬，现在上汽大众公司工作：翻译第 8~9 章；

陈沁青，现在同济大学攻读博士学位：翻译第 10 章、第 12 章和 13.1 节；

张泽，现在上汽大众公司工作，翻译第 11 章、13.2 节、14.1 节-14.3.3 小节；

彭煌华，现在上汽大众公司工作，翻译 13.3 节、14.3.4 小节-14.3.6 小节、第 15 章；

全书由倪计民审校。

感谢同济大学汽车学院汽车发动机节能与排放控制研究所石秀勇副教授和团队的所有成员（已毕业和在校的博士生、硕士生）为团队的发展以及本书的出版所作出的贡献。

特别感谢原机械工业部何光远老部长为本书（译丛）作序。近五年来，与何老部长见面的机会不少，说起来与何老部长还真有缘分。20 世纪 80 年代，何部长一直提倡甲醇作为发动机的代用燃料，1986 年，我的硕士学位论文就是有关纯甲醇发动机的性能与排放研究。而三十年后，我也有两位博士生选择了醇类代用燃料发动机作为研究方向。何老部长多次视察辽宁省凤城市的增压器产业，并认为凤城市一些增压器小微企业可以作为示范基地。何老部长的关于“中国汽车工业的发展在于自主开发，而自主开发的关键是零部件”指明了中国汽车工业的发展方向。何老部长为本丛书作序，不仅是对我这个晚辈的关爱和鼓励，更是对致力于内燃机工业发展的业内同行们的支持。

本书的出版，还要特别感谢机械工业出版社的孙鹏先生，他的鼓励、支持使得我下定决心把这本书翻译出来。他所做的许许多多出版流程必需的工作，使得本书的出版工作顺利进行。

感谢我的太太汪静女士和儿子倪一翔先生，我们之间的相互支持是彼此共同成长的动力。同样感谢家人对我的支持和鼓励！

倪计民
2018 年 2 月

前 言

自 1975 年迄今，由 Karl Zinner 编著出版了 3 版的关于内燃机增压的书籍，成为历史最久远的关于增压技术的最“经典”的参考文献。而在日常的增压发动机的研究和开发中，当出现增压技术的基础问题时，仍由“Zinner”来支撑。

而 27 年后的现今出版了第 4 版。Karl Zinner 于 1991 年去世了，不是因为由他撰写的增压技术基础不再适用，而是因为自那时起，内燃机行业以及延伸的增压技术已经有了巨大的发展，以至于要求在专业书籍中增加新的成果，补充新的内容。

在大型发动机的增压技术的持续不断的开发过程中，不仅仅是考虑增压，而且在此期间有效热效率可以达到了 55%，尤其是自第 3 版起，最大限度地推动了汽车发动机的增压技术的研发，以至于如今商用车和乘用车柴油机实际上几乎都采用了增压技术，而汽油机也越来越多地采用增压。通过小型化，即发动机采用尽可能小的排量以达到所需要的功率，就必须采用相对比较高的增压，由此可以在乘用车发动机方面不断地降低油耗和 CO_2 排放。新的增压技术的应用，尤其是可调二级增压，在提高效率和功率密度的同时，也能满足自第 3 版出版时起实施的严厉的排放法规。因为在此期间，大型发动机总能满足越来越严格的环保要求，因此，应该是无条件地保持高效率，甚至还要提高效率，但如今，这类发动机也在开发二级增压系统。相应地，在手头的新版本中，除了增压基础外，也介绍这些新的增压技术和增压策略，并以实例来阐述它们对油耗和排放的影响。

这本书的第 4 版同样主要是面向那些从事增压发动机和相关增压部件的研究、设计、开发的工程师们，但同样适合于机械制造和汽车技术专业的学生以及所有那些想深化内燃机构造中这个重要而有兴趣的领域的知识的人们。

我编著这个新版本，是出于我个人对伟大的 Zinner 教授的尊敬。当我 1968 年在奥格斯堡（Augsburg）的 M. A. N 公司作为年轻的发动机研发工程师时认识了 Zinner 教授并在他的领导下工作。当时，我也担任他在慕尼黑工业大学开设的增压技术课程的一个学期的助教。参考这个课程的底稿，Zinner 教授撰写了这本书的第 1 版。谁去过 Zinner 的学校，就可以从他那儿学到许多专业的和许多重要的、作为工程师和领导所具备的能力。对于后者而言，他总是给他的助教们足够的自由空间去发展他们自己的想法，指出其不足之处，并又容易被

接受。这些持续有效的经验在我作为柏林工业大学教师时也一直伴随着我，在我自己开设的增压技术课程中自然也依仗“Zinner”。

在此，我想感谢 Springer 出版社，是他们授权我编著新的版本，我也感谢所有专业文献的作者以及他们的公司转让有实用价值的图片材料。书中各种图片都标出了来源和出处，而没有标出来源和出处的图片要么是作者自己的制作，要么取自第 3 版。

赫尔穆特·普赫

柏林

2012 年 2 月

中文版前言

本书是2012年柏林海德堡的施普林格出版社出版的《内燃机增压》一书的第4版的中文版。《内燃机增压》这本书的第1版（1975年）、第2版（1980年）以及第3版（1985年）由卡尔·青纳教授独自撰写，他在1991年去世，终年86岁。

由我编写的、现在以中文呈现的这本书的第4版除了增压的基本原理外，还论述了增压在当下所有种类的内燃机中的实际应用。作为柏林工业大学（1980~2008年）内燃机方向的教授以及在上海同济大学中德学院每年每次为期一周的课程中，我能够向许多学生们传授增压技术的知识。由于在中国的课程中我不会使用中文，而是用德语或者英语来表达，所以我非常赞成内燃机增压的内容从现在起同样能以中文来呈现出来。

该书不仅面向在校大学生们，而且也面向已经在实际中从事增压内燃机开发的工程师们。增压技术除了其主要任务：提高发动机功率密度外，还可能减少燃油消耗率，并且同时减少 CO_2 排放以及 NO_x 排放。相应地我坚信，如同增压技术应用于驱动航海船舶的大型发动机中和在商用车发动机，在不久的将来增压技术还将在车用内燃机中得到这样的应用。

我要感谢中国机械工业出版社，该出版社获得我的书的中文版权，因此使该书更容易地向广大的中文语言地区开放。

我尤其感谢同济大学的倪计民教授和他的助手们将这本书从德文翻译成中文。其中，倪计民教授还负责该书的审校。

赫尔穆特·普赫
柏林，2017年10月

编辑的话

本书是由原柏林工业大学内燃机研究所所长、曾任德国 VDI 主席的 Pucher 教授和曾任 M. A. N 公司发动机研究负责人的 Zinner 教授合著的德文著作《Aufladung von Verbrennungsmotoren》(第 4 版)翻译而来的。非常感谢同济大学汽车发动机节能与排放控制研究所所长倪计民教授的团队,正是他们的努力而认真的工作,尤其是倪教授,他对专业内容和文字的严格审校,使本书能顺利出版。

我国是内燃机产销大国,2017 年国内销量达 5645 万余台,其中包括用于乘用车的 2205 万余台与用于商用车的 398 万余台。正因如此,内燃机技术的进步具有重要的社会与经济意义。国内一代代的内燃机技术专家不断努力,也取得了令人瞩目的成就。国产汽油机热效率最好的已超过 37%,接近世界先进水平;国内整机厂、零部件配件厂产品质量和竞争力逐年攀升。然而,我们还远称不上内燃机强国,我国内燃机产品的综合能效和国际先进水平还有一定差距,需要在高强化整机技术、高性能关键零部件技术、先进的燃烧技术、低摩擦技术、低功耗的附件、余热利用、后处理等方面继续取得突破。

在此过程中,学习、吸收、消化国外内燃机方面的先进知识和经验,增加内燃机行业技术人员先进知识储备,完善知识体系,就成为解决内燃机行业发展的人才储备问题的关键。有鉴于此,我们机械工业出版社在行业专家的帮助下,从内燃机技术发达国家引进出版了一批高版次的内燃机技术图书,形成“内燃机先进技术译丛”,涵盖了技术手册、整机技术、设计技术、测试技术、控制技术、关键零部件技术、内燃机管理技术、流程管理技术等,目前已出版 8 种。本丛书的出版工作受到了行业内专家的鼓励和肯定,让我们深受鼓舞!

这项工作也得到了尊敬的原机械工业部何光远部长的关心和鼓励,他应邀为本丛书作序。何部长已年近九旬,然而仍挂念着不断进步的内燃机行业,在我国内燃机行业各个领域的进步过程中,处处都能看到何部长帮助、鼓励和督促的身影!

不用扬鞭自奋蹄!何部长的关心和鼓励,行业专家的帮助和肯定,都使我们更加坚定地履行我们服务机械行业的社会责任,为行业提供知识动力,义不容辞!

符号和缩写

符号 (拉丁字母)	单位	含义
A	m^2	截面积
A_K	m^2	活塞表面积
A_T	m^2	涡轮机（替代的）截面积
A_{Teff}	m^2	有效的涡轮机截面积
A_W	m^2	壁面面积
a	—	每循环曲轴转数
a	m/s	声速
B	s	加速度值
B	m	宽
b_e	$\text{g/kW} \cdot \text{h}$	有效比油耗
c	m/s	绝对速度
c_0	m/s	涡轮机处等熵出口速度
c_m	m/s	绝对速度的径向分量
c_m	m/s	活塞平均速度
c_p	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	比定压热容
c_u	m/s	周向速度
c_u	m/s	绝对速度的周向分量
c_v	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	比定容热容
D	m	直径
D	m	气缸直径
g	m/s^2	地球重力加速度
H_A	kJ	排气门后废气技术上的做功能力
H_Z	kJ	缸内废气技术上的做功能力
H_u	kJ/kg	热值
h	m	海拔
h	J/kg	比焓
Δh_{sL}	J/kg	压气机的比等熵焓差
Δh_{sT}	J/kg	涡轮机的比等熵焓差
Δh_t	kJ/kg	比技术功
I	A	电流

i	—	传动比
k	—	常数
k	W/(m ² · K)	传热系数
L	m	长度
$L_{\min}$	kg/kg	燃料的最小空气需求, 以质量计
M	N · m	转矩
M_d	N · m	转矩
m_A	kg	流出质量
m_B	kg	缸内燃料质量
m_E	kg	入流质量
m_{LZ}	kg	缸内空气质量
m_Z	kg	缸内质量
$\dot{m}$	kg/s	质量流量
$\dot{m}_B$	kg/s	燃料质量流量
$\dot{m}_{LZ}$	kg/s	每气缸空气质量流量
NO_x	g/kW · h	NO _x 比排放
N	—	多变指数
n	r/min, r/s	转速
n_a	r/min	工作循环频率
n_L	r/min	增压器转速, 压气机转速
n_M	r/min	发动机转速
n_P	r/min	螺旋桨转速
P_A	kW/m ²	活塞表面功率
P_e	kW	发动机有效功率
P_i	kW	发动机指示功率
P_L	kW	增压器功率, 压气机功率
P_T	kW	涡轮机功率
p	bar (1 bar = 0.1 MPa)	压力
p_A	bar	废气压力
p_E	bar	进气压力
p_e	bar	平均有效压力
p_i	bar	平均指示压力
p_r	bar	平均摩擦压力
p_L	bar	增压压力
p_Z	bar	缸内压力
$p_{Z\max}$	bar	缸内最大压力
Q	J	热量

Q_B	kJ	每工作循环供给的燃烧能量
Q_W	kJ	每工作循环壁面传热
q	J/kg	比热量
R	J/(kg · K)	(比)气体常数
r	—	反应强度
r	kJ/kg	蒸发焓
S	J/K	熵
s	m	气缸行程
s	m	壁面厚度, 零部件厚度
s	J/(kg · K)	比熵
T	K, °C	温度
T	—	径流式涡轮机的平衡状态
TK	m ²	涡轮机常数
T_L	K, °C	增压空气温度
T_W	K	壁面温度
T_Z	K	气缸温度
T_t	K, °C	露点温度
t	s	时间
U	J	内能
u	J/kg	比内能
u	m/s	周向速度
$ü$	—	传动比
V_C	m ³ , L	压缩容积
V_f	m ³	充满容积
V_H	m ³ , L	发动机总排量
V_h	m ³ , L	单缸排量
V_{hL}	m ³ , L	增压器排量, 压气机排量
V_Z	m ³	气缸容积
$\dot{V}$	m ³ /s	容积流量
v	m ³ /kg	比容积
W_i	J	每工作循环气缸的内功
W_L	J	发动机每工作循环增压器做功, 发动机每工作循环压气机做功
W_T	J	发动机每工作循环涡轮机做功
w	J/kg	比功
w	m/s	相对速度
w_t	J/kg	比技术功

x	m	位移
x	kg/kg, %	空气的绝对湿度
x_{AGR}	—	废气再循环率
x_R	%	调节位移
Y	J/kg	比功
ZAB	°KW	点火间隔
z	—	发动机气缸数
z	m	相对于参考高度（海拔）的高度间隔
(希腊字母)		
α	W/(m ² · K)	对流换热系数
α	1/K	线膨胀系数
α	°	绝对速度的角度
α_Z	W/(m ² · K)	缸内对流换热系数
β	°	相对速度的角度
γ	°	角度
ε	—	发动机压缩比
ε	—	速度比
η_A	—	出流效率
η_e	—	发动机有效热效率
η_i	—	发动机指示热效率
η_m	—	发动机机械效率
η_{sT}	—	涡轮机等熵效率
η_{sL}	—	增压器等熵效率，压气机等熵效率
η_{mL}	—	增压器机械效率，压气机机械效率
η_{mT}	—	涡轮机机械效率
η_{mTL}	—	涡轮增压器机械效率
η_T	—	涡轮机效率
η_{Tm}	—	涡轮机平均效率
η_{TL}	—	涡轮增压器效率
η_{TLK}	—	增压效率
η_ρ	—	增压空气冷却器效率
κ	—	等熵指数
λ	—	空燃比
λ	W/(m · K)	导热系数
λ_a	—	空气消耗
λ_f	—	充满度
λ_l	—	供给效率
λ_s	—	扫气效率

λ_V	—	燃烧空气比
μ	—	流量系数
ν	—	涡轮机速度 (= u/c_0)
π	—	压力比
π_L	—	增压器压力比, 压气机压力比
π_T	—	涡轮机压力比
ϕ	°KW	曲轴转角
ϕ	—	空气的相对湿度
ψ	—	压力数
ψ	—	流量函数
ρ_L	kg/m ³	空气密度
σ_{th}	N/mm ²	热应力
ψ	J/kg	比耗散
Θ	kg · m ²	惯性矩
ω	r/s	角速度

缩写和索引

1D	一维
3D	三维
A	废气
A	排气
AGR	废气再循环
AL	排气管
AÖ	排气门打开
AS	排气门关闭
ATL	废气涡轮增压器
AV	排气门
a	出流, 流出, 出口
a	外的
B	燃料
CFD	计算流体动力学
CVT	连续可变传动
const.	常数
D	喷嘴, 导轮
DWL	气波增压器
E	进气
EL	进气管
EÖ	进气门打开
ES	进气门关闭

e	进入, 入口, 入流
e	有效的
eq	当量, 等效
F	车辆
FES	进气门提前关闭
ges	总的
i	内的, 指示
HD	高压
HDA	高压废气
HDL	高压空气
HDL	高压增压器, 高压压气机
HDT	高压涡轮机
HDV	高压压缩机
K	活塞, 柱塞
K	冷却介质
KSM	特性场 - 稳态措施
L	空气
L	增压器, 压气机
Lauf	运行时间
LLK	增压空气冷却器
LP	充气泵
LTV	空气行程阀
M	发动机, 电机
m	机械的
m	平均, 中点
m	径向分量
max	最大
MCR	最大持续功率
min	最小
ND	低压
NDA	低压废气
NDL	低压空气
NDL	低压压气机, 低压增压器
NDT	低压涡轮机
NDV	低压压缩机, 低压压气机
NEDC	新的欧洲行驶循环
NO _x	氮氧化合物
NT	动力涡轮机

n	后
nenn	称之为, 额定
OT	上止点
R	叶轮, 涡轮
red	减少, 还原
ref	参考, 推荐
rev	可逆的
SES	进气门延迟关闭
SiC	碳化硅
SiN	氮化硅
Stau	恒压增压
Stoß	脉冲增压
s	等熵
sp	间隙
spül	扫气
T	涡轮机
TL	涡轮增压器
t	技术上的
t	总的
th	理论的
th	热的
u	环境
u	周向
v	前
UT	下止点
V	压缩机, 压气机
VTG	可变涡轮截面
VÜ	气门叠开
W	壁面
WG	放气阀
Z	气缸
ZK	中冷器
ZOT	点火上止点, 压缩行程结束时的止点

目 录

丛书序

译者的话

前言

中文版前言

编辑的话

符号和缩写

第1章 绪论 1

参考文献 3

第2章 增压的定义和目的 4

2.1 发动机功率与增压的关系 ... 4

2.2 不同的增压方法概况 6

2.2.1 产生增压压力的方式 6

2.2.2 增压器结构形式 8

2.2.3 发动机工作方式 8

2.3 总结 8

第3章 增压的起源 9

3.1 汽油机 9

3.2 柴油机 10

3.3 航空发动机 12

3.4 废气涡轮增压的起源 14

参考文献 18

第4章 增压发动机工作过程理论

基础 19

4.1 概述 19

4.2 机械增压 20

4.3 废气涡轮增压 21

第5章 压气机结构形式和压气机

特性场 25

5.1 热力学和压缩 25

5.2 压气机结构形式 29

5.2.1 概述 29

5.2.2 挤压式压气机 30

5.2.3 流动式压气机 35

参考文献 45

第6章 发动机的压比 – 容积流量

特性场 46

6.1 概述 46

6.2 二冲程发动机 48

6.3 四冲程发动机 50

第7章 增压器与发动机的协同

工作 52

7.1 动态增压 52

7.1.1 相调谐的进气系统 52

7.1.2 脉冲增压 55

7.2 机械增压 56

7.2.1 带挤压式压气机的四冲程
发动机 56

7.2.2 带流动式压气机的四冲程
发动机 60

7.2.3 二冲程发动机 61

7.3 废气涡轮增压 63

7.3.1 废气涡轮增压发动机与
机械增压发动机在运行特性
上的差异 63

7.3.2 废气涡轮增压的基本方程 ... 65

7.3.3 有效涡轮机截面积的计算 ... 69

7.3.4 脉动的涡轮机进气冲击

的影响	75	10.10 增压空气扫气	164
7.3.5 涡轮增压特性场	79	10.11 外部压缩空气的供给	164
7.4 增压空气冷却的影响	85	10.11.1 增压空气管路内的 供给	164
参考文献	88	10.11.2 喷射-辅助	167
第8章 发动机工作过程仿真	90	10.11.3 直接进入气缸	168
8.1 概论	90	10.12 组合式增压	169
8.2 气缸工作过程	91	参考文献	172
8.3 气体交换管路中的状态 变化	97	第11章 基于废气能量利用的特殊 的增压过程	175
8.3.1 零维和一维模拟	97	11.1 涡轮冷却和米勒工作 过程	175
8.3.2 三维模拟	102	11.1.1 涡轮冷却	175
8.4 发动机动态运行	105	11.1.2 米勒工作过程	177
参考文献	106	11.2 涡轮复合工作过程	184
第9章 废气涡轮增压的特性	108	11.2.1 概述	184
9.1 排气管的影响	108	11.2.2 中速机	187
9.1.1 在不同气缸数及点火间隔下 排气管的连接	108	11.2.3 低速机	191
9.1.2 在脉冲增压和恒压增压情况下 技术上可用的废气能	112	11.2.4 商用车发动机	195
9.1.3 脉冲增压的变型	118	11.3 超高压比增压过程	199
9.2 加速特性	120	11.4 Comprex 气波增压过程	200
9.3 转矩特性	124	11.5 涡轮制动	205
参考文献	127	参考文献	208
第10章 改善废气涡轮增压转矩和 加速特性的措施	128	第12章 增压空气冷却和增压空气 冷却器	210
10.1 输出状态和分类	128	12.1 基础	210
10.2 放气阀	130	12.2 增压空气冷却器结构 形式	214
10.3 可变涡轮增压尺寸	133	12.2.1 水冷增压空气冷却器	214
10.4 可变压气机尺寸	139	12.2.2 空气冷却的增压空气 冷却器	216
10.5 相继增压	143	12.3 增压空气冷却系统	217
10.6 二级增压	148	12.4 增压空气冷却器中应避免 超过露点	219
10.6.1 不可调二级增压	148	参考文献	221
10.6.2 可调二级增压	153	第13章 增压的特殊问题	222
10.7 电驱动辅助压气机	159	13.1 发动机的机械负荷和	
10.8 机械驱动辅助压气机	160		
10.9 电辅助的废气涡轮增压器 (euATL)	163		

热负荷	222
13.2 高海拔地区发动机运行 (高功率)	226
13.3 增压对废气排放的影响	231
13.3.1 概述	231
13.3.2 废气再循环	233
13.3.3 废气后处理系统	234
参考文献	236
第14章 增压装置的结构特征	237
14.1 概述	237
14.2 车用发动机废气涡轮 增压器	237
14.2.1 基本结构和壳体	237
14.2.2 转子轴	242
14.2.3 支承和润滑	247
14.3 大型发动机用废气涡轮 增压器	251
14.3.1 概述	251

14.3.2 压气机	253
14.3.3 径流式涡轮机	255
14.3.4 轴流式涡轮机	255
14.3.5 支承和润滑	258
14.3.6 涡轮增压器清洗	262
参考文献	263
第15章 增压发动机应用举例	265
15.1 摩托车用发动机	265
15.2 乘用车用发动机	268
15.2.1 乘用车用汽油机	268
15.2.2 乘用车用柴油机	277
15.3 商用车用发动机	285
15.4 高速大功率柴油机	287
15.5 中速四冲程柴油机	289
15.6 低速二冲程柴油机	294
15.7 航空发动机	300
参考文献	304

第1章 绪 论

在前几个版本中，在绪论中总是首先探究一个问题：将来能否给内燃机提供足够的、合适的燃料？对此，在第3版（1985）中确定：50年来，石油的消耗与新探明石油资源基本上持平。石油企业预测在2020~2030年，世界范围内石油的需求量将达到最高点（Peak-Oil），而其他专家则认为这种状态现在已来临^[1,2]。

基于2008年的数据，石油储量[⊖]的静态（即假设年消耗量相同）可用期预测为41年，如果考虑到石油消耗的年增长率为2%，那么，石油储量的动态可用期为31年。文献[3]中考虑了传统储量和额外的资源量[⊕]，按照2004年年底的数据状态，静态的总可用期为146年，考虑到石油消耗年增长率为2%，动态可用期相应地至少还有70年左右。

在文献[3]中，基于2004年年底的数据状态，有关天然气的储量加上资源量，其静态的可用期为137年，假设消耗量以年增长率为2%计算，动态可用期约为67年。文献[4]中，德国联邦地球科学研究机构估计，基于2006年的数据，天然气的静态的可用期为487年，假设消耗量以年增长率为2%计算，动态可用期约为120年。

由此可见，至少还有几十年，内燃机运行的燃料可以来自化石原料。此外，由于全世界的共同努力，开发出了新的能源，也就是替代燃料，如所谓的第二代醇类燃料。这些能源不是来自于含糖或淀粉的农作物，如粮食或甘蔗，而是来自于食品加工时的废料，如来自于秸秆或木屑。同样，柴油机或汽油机用的液态燃料如今也可由天然的气态燃料（尤其是天然气，或来自于其他可燃气态燃料，如生物气）炼制而成，而且也不会产生更大的转换损失。在固定式发动机中，如区域性的热电站中，也可以对相应的气体发动机中直接供给气态燃料。而由于气态燃料较小的储

⊖ 储量（Reserven）指的是地壳中蕴藏着的已经确认的和用已知的技术、经济上也有利可图的那些物资[3]。

⊕ 资源量（Ressourcen）是那些还达不到经济上需要推动的，或不能确定的，但基于地质学分析可以期待的资源。世界原料市场的价格的提升和新的勘察结果，可以使资源量（Ressourcen）转变成储量（Reserven）[3]。

存密度，车用发动机采用气态燃料可能会起到相反的作用，尽管在过去的岁月里，天然气乘用车的运行已经达到了相当普及的地位。

减少比油耗，从经济角度来看，一直是内燃机开发的一个重要目标，而且在过去的日子里变得越来越重要。这一方面是出于对化石原料终将枯竭的认识，另一方面也是为了减少 CO_2 的排放量。总体而言，发动机的比 CO_2 排放 ($\text{g/kW} \cdot \text{h}$ 或 g/km) 与比油耗成正比关系。

将来，除了用氢驱动的燃料电池外，内燃机还与以前一样，仍然是将作为燃料形式的一次能源转换成机械能的最有效的转换器，这是基于大量应用的、也是可靠的且成本合适的技术。当今的动力装置能效已经较高，如主要应用在集装箱轮船上的大型二冲程柴油机，其有效热效率达到了 55%^[5,6]，而标准油耗小于 5L/100km 的中级乘用车也面市了。无论如何，如今所有类型的内燃机的开发，首先要满足越来越严格的排放法规的要求，而减少废气有害物排放的措施常常与致力于降低油耗的措施相对立。现今要使内燃机能够满足所有这些要求，在很大程度上要依赖于增压，因此，在发动机的型谱中增压是不容忽视的。

但是，对于道路车辆而言，当环境友好的电驱动技术来临时，为了满足日益严格的废气排放法规，继续推进内燃机非常错综复杂的开发是否还有意义？毕竟电动机比内燃机有更高的能效，而且乘用车的电驱动几乎完全没有污染，所以总是受到媒体和政治家们的热捧。如果电动机的电能来自热电站，充其量也就与内燃机的效率差不多，但没有了车辆废气排放。即使不考虑电能不一定是从像水力、风力和太阳等可再生能源转换而来，在任何情况下，电动汽车的最大问题就是在汽车上电能的储存。因为这种能源存储器（通常是电池）非常笨重而且又非常昂贵，不考虑架空导线或其他充电方式，电动车与内燃机驱动的车辆相比，其非常窄的使用范围是致命的缺陷。这可以通过增程器来弥补，即在电动车上安装内燃机来缓解矛盾。这个内燃机不是直接驱动车辆，而是驱动发电机，在需要的情况下给车辆蓄电池充入足够的电量。再进一步，如果解决电动汽车的使用范围窄的问题，相对贵一点的解决方案是混合动力。这种装置不仅用电驱动，而且也可以用内燃机驱动。同时也像所有电动车一样，可以回收制动能量。因此，混合动力如果作为城市公交车的驱动方案则可以明显降低油耗，因为混合动力适用于城市公交车的驾驶模式：在行驶一小段路程后，总是在制动状态下驶入车站，而又在短时间的加速状态下重新驶离车站，驶入车站时获得的制动能量可以部分弥补出站时加速所需要的能量。

纯电动汽车，尤其是电动乘用车，对于在大城市行驶（无污染！）和作为上下班日常行驶的车辆必定有其重要的地位。但是不能预见，作为都市车辆的纯电动车面对全用途交通工具要求，以及作为全家外出旅游交通工具，是否也像当今实际应用的用内燃机作为动力或用混合动力的车辆那么合适。而在迄今为止的内燃机的所有其他的应用范围内，如商用车（载货车、大客车）、在非电驱动路段行驶的机车、船舶和在农业经济、建筑工地、矿山用车辆，内燃机无疑占有绝对的优势，当

然都已经是增压发动机。当然，其前提是内燃机的持续开发，在相当大的程度上还必须包含替代燃料内燃机的开发。

相应地，在高等专科院校和大学的工程师培养方面，内燃机仍然是一个很重要的学科。几乎没有一个其他的学科能给学生提供这样一种可能性，即在他们的学习计划中，将所要学的基础知识，如数学、物理、机械学、热力学、流体力学、信息技术和结构设计技术内容整合在一起并深化，就如在内燃机开发中可能应用到的和所要求的。

无论如何，内燃机仍具有潜力，并总能满足严格的环保要求，这在很大程度上只有通过各种具有开发潜力的增压技术来实现。因此，这里仍保留在第3版的绪论的结尾处所引用的增压技术的开拓者 E. Jenny^[7]的一份报告的标题，如他所云：

增压技术——对工程师而言，仍然是一个充满吸引力的任务。

参 考 文 献

1. BP (2011) BP Energy Outlook 2030. London, January 2011
2. Agenda 21 (2012) Erdöl-Daten. Ressourcen, Reserven, Verbrauch, Reichweite. <http://www.agenda21-treffpunkt.de/daten/erdoel.htm>. Zugegriffen: 13 Jan. 2012
3. Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (2006) Verfügbarkeit und Versorgung mit Energierohstoffen. BMWi, Abt. III
4. Wirtschaftsverband Erdöl- und Erdgasgewinnung e. V. (2008) Reserven und Ressourcen. Potenziale für die zukünftige Erdgas- und Erdölversorgung. Bericht 09/2008
5. Rupp M (2006) Waste Heat recovery for lower engine fuel consumption and emissions. Technical Information, ABB Turbo Systems Ltd.
6. MAN Diesel (2009) Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO₂ Emission. Druckschrift 5510-0030-01ppr Aug 09
7. Jenny E (1982) Pressure charging – still a fascinating task for engineers. Conference Turbocharging and Turbochargers, Institute of Mechanical Engineers, London, Paper C42

第2章 增压的定义和目的

2.1 发动机功率与增压的关系

根据所供给的燃料质量流量 $\dot{m}_B$ 、燃料的热值 H_u 和有效效率 η_e ，发动机的有效功率如公式 (2.1) 所示：

$$P_e = \dot{m}_B \cdot H_u \cdot \eta_e \quad (2.1)$$

$\dot{m}_B \cdot H_u$ 的乘积对应于完全燃烧时所放出的燃烧热流，因而，所提供的燃料的功率为该乘积再乘以转换为机械能时的效率 η_e ，并从发动机的离合器输出。

每一个气缸每循环燃烧的燃料质量为 m_B ，按照发动机的工作过程，需要确定空气质量流量 $\dot{m}_{LZ}$ 或每一个气缸每循环的空气质量 m_{LZ} 。这种关系可以用燃烧空气比 λ_V （过量空气系数）来表示：

$$\lambda_V = \frac{m_{LZ}}{L_{\min} \cdot m_B} = \frac{\dot{m}_{LZ}}{L_{\min} \cdot \dot{m}_B} \quad (2.2)$$

式中， $L_{\min}$ 为燃料燃烧时所需的最少空气量。

每缸每循环质量为 m_B 的燃料燃烧可提供的空气质量 m_{LZ} 还与气缸尺寸（用气缸容积 V_h 表示）、进入发动机前的空气密度 ρ_L 以及发动机的供气效率 λ_l 有关。

$$\lambda_l = \frac{m_{LZ}}{V_h \cdot \rho_L} \quad (2.3)$$

供气效率是发动机进气过程流动性能的一个指标，它还取决于确定的几何尺寸，如进气道的长度和截面积，进气机构（气门、进气口）的尺寸和数量、配气（进气）正时的选择，首先取决于发动机转速 n_M 。

发动机的气缸数为 z ，发动机相应的（总）排量为

$$V_H = z \cdot V_h \quad (2.4)$$

循环频率：

$$n_a = \frac{n_M}{a} \quad (2.5)$$

式中，四冲程： $a=2$ ；二冲程： $a=1$ 。对于公式 (2.3)，供给发动机燃烧的空气

质量流量 $\dot{m}_{LZ}$ 为

$$\dot{m}_{LZ} = \lambda_l \cdot \rho_L \cdot V_h \cdot z \cdot \frac{n_M}{a} \quad (2.6)$$

将公式 (2.6) 代入公式 (2.2), 求得 $\dot{m}_B$ 后再代入公式 (2.1) 中, 最后得到发动机的有效功率:

$$P_e = \frac{H_u}{L_{\min}} \cdot \frac{V_h \cdot z}{a} \cdot \frac{\lambda_l \cdot n_M \cdot \eta_e \cdot \rho_L}{\lambda_V} \quad (2.7)$$

因此, 从纯数学角度来看, 当公式 (2.7) 分子中出现的数字越大, 分母中出现的数字越小, 有效功率越大。

采用更高热值 H_u 的燃料没有什么效果, 因为 H_u 增加, $L_{\min}$ 也基本上按比例增加, $H_u/L_{\min}$ 基本上为常数。

对于一台给定的发动机, V_h 、 z 和工作过程 (二冲程或四冲程) 以及 a 是确定的。可以通过气缸数的增加来提高发动机的功率, 如气缸数从 4 增加到 6, 功率提高约 50%, 而不需要改进发动机的工作过程。

如果降低燃烧空气比 (过量空气系数) λ_V 仅仅是为了提高功率, 对于汽油机而言, 并不会这样做, 因为 λ_V 的选择通常是出于燃烧技术上的考虑, 而且在全负荷时, 燃烧空气比本来就已经是 $\lambda_V \leq 1$ 了。而在大多数大型柴油机中, 出于燃烧室周围零部件热负荷的限制, 通常以 $\lambda_V \gg 1$ 模式运行。也许必要时可以降低 λ_V , 而燃烧室周围零部件热负荷的提高可以采取强制冷却手段来应对。

对于一台给定的发动机, 行程为 s , 最大的活塞平均速度为

$$c_m = 2 \cdot s \cdot n_M \quad (2.8)$$

最大的活塞平均速度取决于技术状态, 发动机转速 n_M 只是在一定程度上提升发动机的功率。提高转速的同时, 需要减小与转速提升的平方成反比关系的引起振动的传动机构质量 (活塞、十字头、连杆等)。如果发动机转速要提高 10%, 引起振动的传动机构质量相应地要减少约 20%。

在额定转速, 想通过相应的进气道和进气门结构尺寸的优化来提高一台确定的发动机的供气效率 λ_l [公式 (2.3)] 的方式, 基本上已经走到尽头了, 这对有效地提高额定功率而言也就不再有优势了。而充量交换的措施, 如可变配气正时和可变进气管长度, 不仅在额定转速, 而且在整个转速范围内都可以达到所希望 (最大) 的供气效率。

发动机的有效热效率:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.9)$$

当提高指示热效率 η_i 时, 可以提高有效热效率, 这可以通过强化燃烧和/或通过提高机械效率 η_m 来实现。

所有前面讨论过的影响一台给定的发动机的功率的因素从总体趋势上都可以提高额定功率, 但是都不能使功率成倍增加。要使功率成倍增加更多的是通过将发动

机进气门前空气提高到相应的密度 ρ_L 来实现。对此，增压的定义为：

增压就是那些将发动机进气门前空气密度提高到高于环境空气密度的所有的方法。

因为根据热力学气态方程：

$$\rho_L = \frac{p_L}{R \cdot T_L} \quad (2.10)$$

密度 ρ_L 由压力 p_L 和温度 T_L 来确定，通常，温度 T_L 不会低于环境温度，增压首先也就是将发动机进气门前的压力提升到高于环境压力的某个值，即所谓的增压压力 p_L 。提高这个压力所用的装置称为压气机（增压器）。因为在通常情况下，在压气机中压力的提高也会使温度升高。由于反比的关系，因此，密度的提高小于压力的提高。通过安置在压气机后面的热交换器，也就是增压空气冷却器，可以使得在压气机中升高的增压空气温度或多或少地回落，从而再提高密度 ρ_L ，增压空气的冷却详见 7.4 节。

可以认为，增压的初衷就是相对于自然吸气的发动机而言，提高了功率，或一般来说，也可以认为是提高了发动机的功率密度。绝大多数情况下，增压也对发动机的效率起到积极的影响作用，本书后面内容将做进一步阐述。

2.2 不同的增压方法概况

根据 DIN 6262 标准，增压可以按照以下方式分类。

- 产生增压压力的方式。
- 增压器结构形式。
- 发动机的工作方式。

2.2.1 产生增压压力的方式

2.2.1.1 外源增压

通过辅助装置或电动机来驱动增压器，驱动功率不是来自于增压发动机本身的能量。这种增压方式多半应用于单缸试验机，可以灵活地提供增压压力，与运行时的发动机的转速和废气功率无关。在确定外源增压发动机的发动机驱动性能指标时，尤其是有效热效率和比油耗时，应该注意考虑“外源提供”的增压器功率。参照废气涡轮增压发动机，通过废气节流阀进一步提升废气背压，直到某个确定的背压，以及所提高的废气温度与所调节的增压压力一起作用，以达到废气涡轮增压器效率所希望的值，参见方程式 (7.18)。

2.2.1.2 自增压

自增压可以理解为增压方法的增压功率来自于发动机自身的能源，绝大多数增压方法属于这种类型。

到低压空气（NDL）的能量传递来获取，低压空气由此变为高压空气（HDL），并流向发动机进气门。高压废气将能量传递到进气空气后作为低压废气（NDA）离开蜂窝式转轮，并将低压空气吸入蜂窝式转轮（见 11.4 节）。

联合式增压方法 联合式增压方法或涡轮混合增压方法，指废气涡轮增压发动机再通过废气涡轮机（=动力涡轮机 NT），将其机械功率作为可用功率附加到发动机的有效功率中（图 2.4）。

大型柴油发动机中的动力涡轮机 NT 与涡轮增压器涡轮机 T 并联（图 2.4），而在车用发动机中则是串联（见 11.2 节）。

这种方法只通过动力涡轮机给出可用功率，增压或非增压发动机只是作为动力涡轮机的热气发生器。它也称为燃气工作方式（见 11.2.1 小节）。

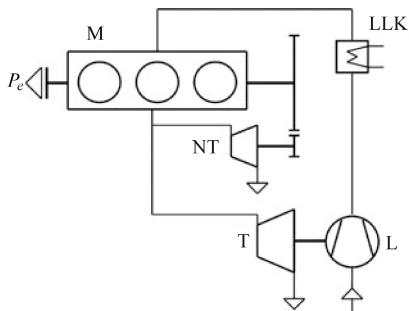


图 2.4 联合式增压示意图

2.2.2 增压器结构形式

按照挤压式结构形式分类的增压器 如往复式活塞式压气机，作为增压而言，如今实际上不再起作用了；以及旋转活塞式压气机，如罗茨式增压器和螺旋式增压器（见 5.2.2 小节）。

按照流动方式分类的增压器 如涡轮压气机，有径流、轴流和半轴流结构形式（见 5.2.3 小节）。

2.2.3 发动机工作方式

燃烧方式 分为汽油机燃烧方式、柴油机燃烧方式和混合燃烧方式。

充量交换（换气过程）有四冲程和二冲程工作方式之分。

2.3 总结

在所有可能的组合模式下，根据在 2.2 节中所提出的、基于可实现性，废气涡轮增压具有特别高的实用价值，它恰当地整合了活塞机械的特有特性，即：

- 相对（就结构尺寸而言）小的流量。
- 大的压比（ p_{Zmax}/p_L ）。

以及流体机械（ATL）的特征，即：

- 相对（就结构尺寸而言）大的流量。
- 小的压比。

相对于其结构尺寸来说，活塞式发动机较小的流量，就压气机和废气涡轮增压器的涡轮机而言，显示出相对于结构尺寸而言较大的流量。当今，活塞式发动机的压比达到 $p_{Zmax}/p_L \geq 50$ ，而涡轮增压器的压比约低 10%。

第 3 章 增压的起源

这里我们只涉及增压技术开发的历史过程。

3.1 汽油机

Gottlib Daimler 已在他最初设计的发动机中研究了增压技术。1885 年被授权的他的专利 DRP34926 中做了如下的描述：

在这种发动机中，提供了比迄今为止其他发动机更多、更适应于随后燃烧的混合气充量。这可以通过在只在每第二个行程充气、燃烧的燃烧室内，通过在气缸的另一侧形成的泵气，压缩每个行程的混合气或空气来实现。

如图 3.1 右图所示，这个浸渍活塞 - 四冲程发动机的曲轴箱几乎全被设计成摆动盘形式的曲轴曲柄所占据。类似于曲轴箱扫气的二冲程发动机，在活塞向上运动

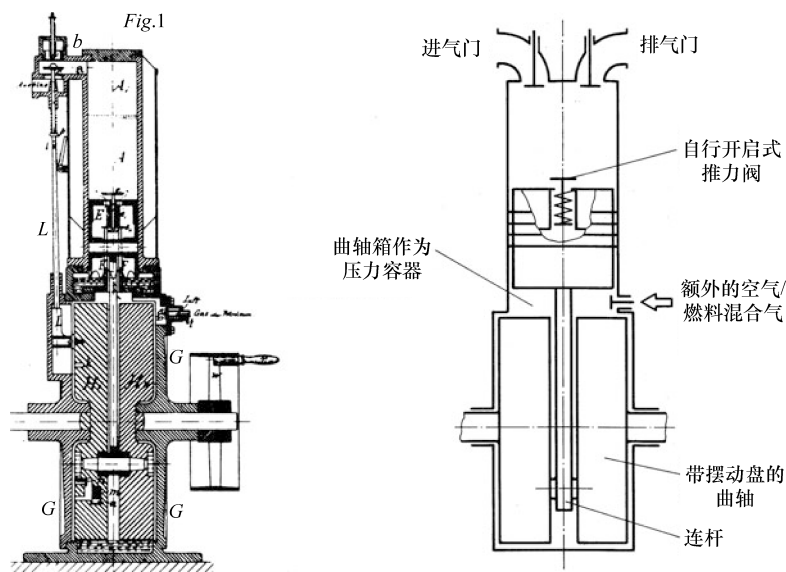


图 3.1 Gottlieb Daimler (1885) 的专利 DRP 34926 中的增压的气体机和煤气机，专利图（左）和原理图（右）

时吸入空气或混合气。在随后的活塞下行行程，通过活塞下侧面在曲轴箱中预压缩，在下行行程将近结束时经过一个活塞上的弹簧加载的阀门压入气缸。

因此，新鲜充量的溢出不仅在进气行程结束时，能产生所希望的过后充气的效果，而且能持续到膨胀行程结束。与此同时，溢出的新鲜充量在接着的活塞排气行程与膨胀的燃烧气体（废气）一起从工作气缸中被排出，而不再被利用，而在当时也还没有注意到高的 HC 排放。这些被排出的、没有被利用的新鲜充量相应地对比油耗而言也是不合适的。总而言之，Daimler 成功地采用这种工作方式，并整合其他因素，将当时的固定式气体发动机约 150r/min 的转速提升到车用发动机所需的 500 ~ 800r/min，有效地补偿了由此而导致的供气效率的严重下降。充气效率的下降与明显偏小的进气门也密切相关，通过增压方式提升功率没有显示出优势，Daimler 自己很快就放弃了这种方案。

可能是由于这个方案的失败的原因，Daimler 公司只是在第一次世界大战后才重新在车用发动机上开展增压的研究，将在第一次世界大战中所获得的航空发动机机械的增压经验移植到赛车发动机上，后来也移植到运动型车辆的发动机上^[1]。

1921 年，在汽车赛中，第一代赛车发动机采用“压缩机”。当时，压缩机在车用汽油机和柴油机上是有不同的含义的。在车用发动机上意味着迄今为止一直所说的“增压器”，而当时在柴油机上意味着“压气机产生压力空气，用于燃料的雾化”。

基于在赛车发动机上的成功，旅游车也装备压缩机 - 发动机，如图 3.2 所示。在这种情况下，压缩机（增压器）为罗茨（Roots）式结构，用垂直的轴通过一个切换式离合器和驱动机构，由曲轴驱动。

增压功率不能用作持续功率，而只作为高速和爬坡时短暂的峰值功率。因此，增压器将通过离合器在加速踏板全开时工作。由于发动机低速时容易引起爆燃危险，压缩机只在发动机高转速时才工作。

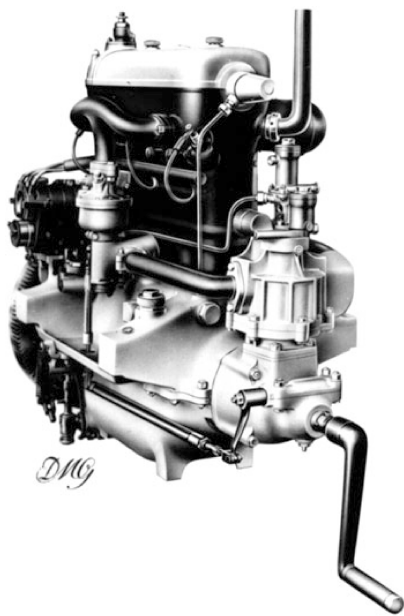


图 3.2 10/40/PS Mercedes 的 2.6L 带压缩机的 4 缸发动机（1921/1922）

3.2 柴油机

Rudolf Diesel 在其发动机开发期间，也已采用增压^[2,3]。1896 年起，作为对主要专利号 67207 的补充，他递交了一个专利，其第一个要求是：

在专利号 67207 中描述的工作方式，其目的是在单缸发动机的燃烧室中实现多级压缩，用中间腔体相连预压缩泵，因此，可以通过在中间腔体中的压力的改变来调节功率。

在 1896 年 3 月 6 日率先授予的 DRP95680 号专利中提到，在中间腔体中的空气可以被冷却，即增压中冷的一种形式。

在 1896 年，他设计和制造了一台新的单缸发动机，1896 年年底起可以用来进行科学研究。

在以这种方式工作的四冲程十字头发动机中（图 3.3），活塞下侧构成增压泵。而在二冲程发动机中，供给中间腔体的空气是工作气缸自身进气的近 2 倍。按比例来看，较小的进气阀和下侧增压泵压力阀是要控制的，因为转速高，柴油机自动阀门没有优势可言。

Diesel 希望，采用这种工作方式来提高指示功率，因而可以减少机械摩擦的影响。Diesel 在其理论思考中，很少评估这个问题。

表 3.1 显示了带和不带增压泵的发动机实施试验的结果。为了能够引用原始数值，这里的压力单位不采用 SI 制，而是采用了 kp/cm^2 。

表 3.1 试验发动机 250/400 带和不带增压泵（1896）运行指标

发动机 250/400@170r/min		带增压泵	无增压泵
$p_{i, \text{工作气缸}}$	kp/cm^2	9.6	6.5 ~ 7.0
$p_{i, \text{增压泵}}$	kp/cm^2	1.996	—
p_r 不包括 $p_{i, LP}$	kp/cm^2	1.35	1.6 ~ 1.7
包括 $p_{i, LP}$		3.35	
η_m 不包括 $p_{i, LP}$	%	82	75.6
包括 $p_{i, LP}$		65	
η_i	%	24.0	31.9
η_e	%	15.7	24.2
p_e	kp/cm^2	6.25	4.9 ~ 5.3

注：1 $\text{kp}/\text{cm}^2 = 98066.5 \text{ Pa} = 0.980665 \text{ bar}$

这种增压方式失败的原因在于：虽然相比于没有增压的发动机的 75% 而言，目前这种发动机的机械效率还只有 65%，不仅不能补偿所增加的传动装置的摩擦

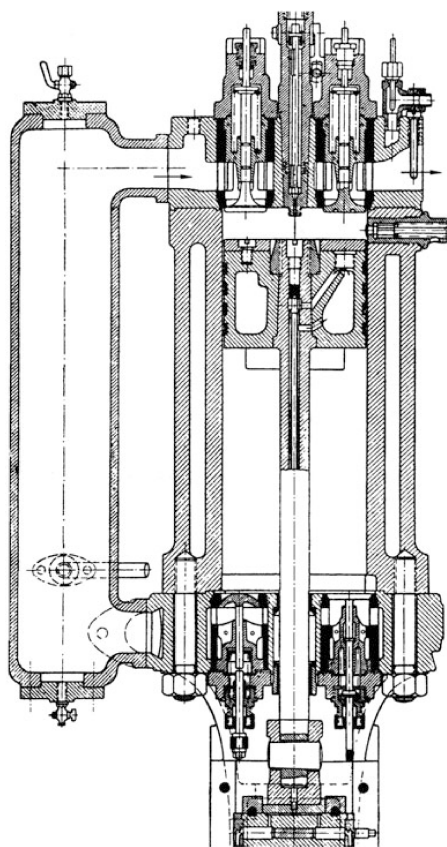


图 3.3 试验机 250/400 的气缸，活塞下侧作为增压泵

损失，而且增压泵也不能带来指示功。 $p_{i, \text{增压泵}} = 1.996 \text{ kp/cm}^2$ 相对于工作气缸的平均指示压力 $p_{i, \text{工作气缸}} = 9.6 \text{ kp/cm}^2$ 而言实在是太高了（见图 3.4）。由于空气存储器的容积太小，工作气缸在膨胀行程时，工作气缸的进气门是关闭的，在空气存储器中的空气加压到 2.1 kp/cm^2 ，这就需要较大的压缩功。与此相反，在工作气缸的进气行程，由于此时工作气缸的进气门是打开的，空气存储器中的空气只压缩到 1.1 kp/cm^2 （正压）（图 3.5）。两个不同的预压缩的工作过程落在工作气缸的循环过程中，其相应的平均指示压力分别为 1.094 kp/cm^2 和 0.902 kp/cm^2 ，供给增压泵的指示功的总和为 $p_{i, \text{增压泵}} = 1.996 \text{ kp/cm}^2$ 。

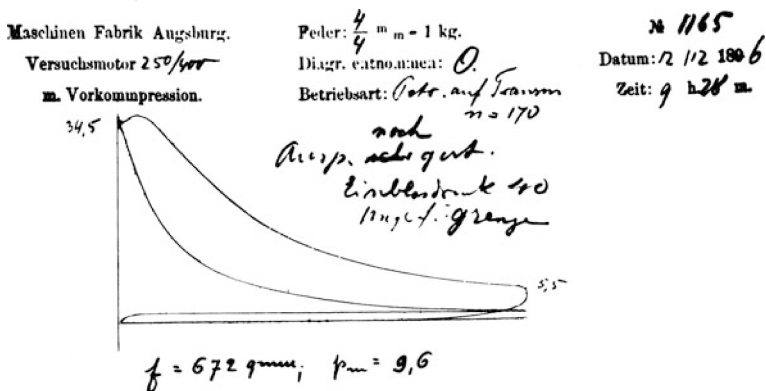


图 3.4 试验机 250/400（1896）的示功图，Rudolf Diesel 的手写记录

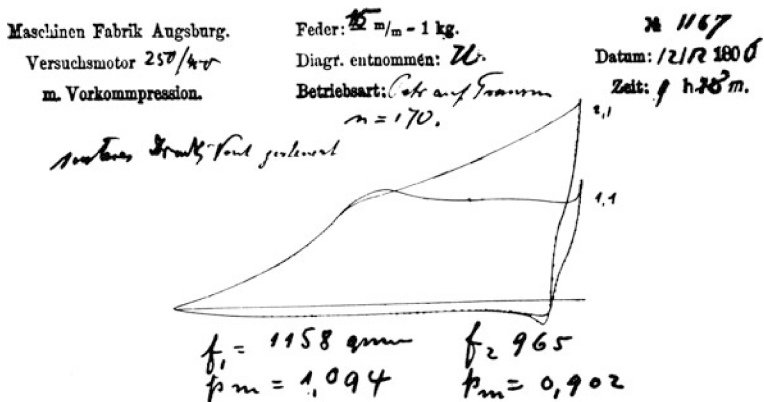


图 3.5 试验机 250/400 增压泵的示功图（1896）

如果为了选择一个更大的空气存储器容积，可以设计更大的增压泵的余隙容积和气门截面，这个措施可能会有更多的成果。后来的带增压（活塞下侧增压泵）的发动机研究^[4]证实了这些措施的有效性。

3.3 航空发动机

在 5km 的高空，空气的密度约为地面的 60%，而在 10km 高空，空气密度仅为

地面的33%，非增压发动机的功率也必然相应地减小。因此，增压对航空发动机而言具有特别重要的意义。作为第一代航空发动机，1910年Murray-Willat的二冲程回流式发动机，能在5.2km高空达到保持地面功率所需的绝对增压压力及扫气压力。

第一次世界大战期间，很多航空发动机公司研究机械式增压，一战结束后仍然被采用。法国的Rateau公司已在1917年研发航空汽油机的废气涡轮增压（图3.6），但还没有得到实际验证^[5]。借助于径流式压气机的机械增压通过传动机构，部分采用多级切换档位，甚至设计成无级可调，将其带到了非常复杂的开发状态。在第二次世界大战开始前不久，航空汽油机的废气涡轮增压才达到成熟状态。

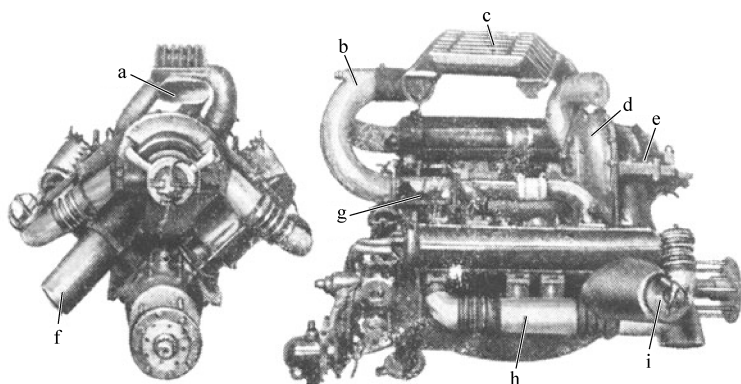


图 3.6 第一代带废气涡轮增压器的航空汽油机，Rateau 结构图

a—进气空气 b—增压空气管 c—增压空气冷却器 d—压气机 e—废气涡轮机 f—废气出口
g—压力汽化器 h—废气导管 i—扫气调节阀

由Junkers研发的第一代带废气涡轮增压器的二冲程航空柴油机（图3.7）在1939年进入实际的飞行试验^[6]。涡轮机和一级压气机之间接入一个逐渐转向快速的传动机构。

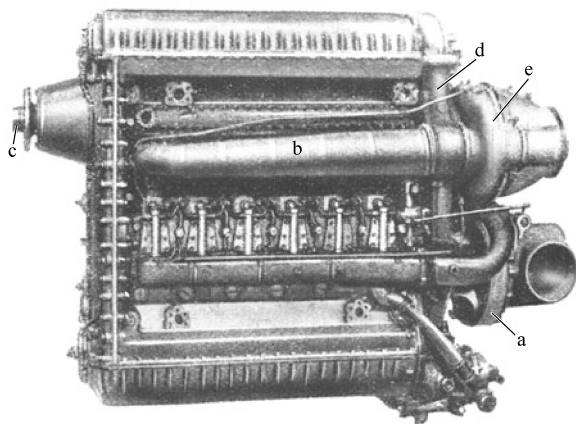


图 3.7 第一代带废气涡轮增压器的二冲程

航空柴油机，Junkers Jumo 205

a—压气机 b—废气导管 c—空气螺旋轴 d—传动机构 e—涡轮机

3.4 废气涡轮增压的起源

柴油机废气涡轮增压的开发与瑞士工程师 Alfred Büchi 的名字和专利密切相关。1905 年, Büchi 获得一个机械装置的专利 (DRP 204630 号), 在这个专利中, 通过一根总轴将一个多级轴流式压气机、一台四冲程柴油机和一台多级废气涡轮机相互连接在一起 (图 3.8)。

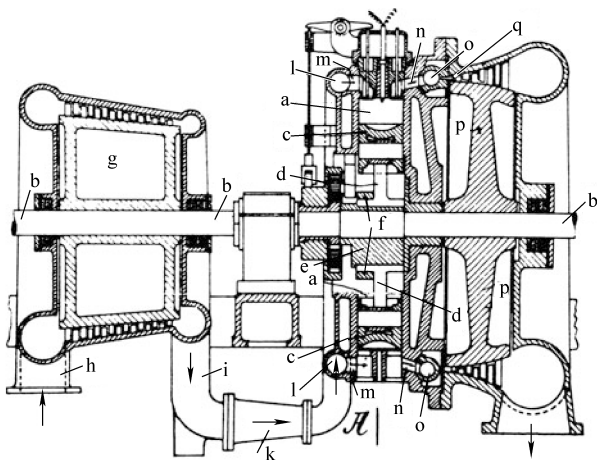


图 3.8 A. Büchi (1905) 的复合式发动机

从外面吸入的空气在轴流式压气机中压缩到 $3 \sim 4\text{bar}$ ($1\text{bar} = 0.1\text{MPa}$), 发动机后面的排气受拥塞而达到气缸内膨胀终了时的压力, 约 16bar 。由此可以得出发动机由于不完全膨胀而损失的总功。而由 Büchi 给出的由于拥塞而达到膨胀终了压力的方法虽然理论上获得盈利是可能的, 但实际上忽略了实际中的两个障碍因素。其一是由此而来的推出功大大地增加了, 对此, 涡轮机中所获得的大部分功率重新被消耗了; 其二是如果没有其他特别的措施的话, 排气拥塞将增加气缸内的残余废气量, 因而明显减少了充量。热力学上的关系详见第 7 章。

Büchi 的第一轮试验从 1911 年到 1925 年在 Winterhur 的 Gebrueder Sulzer 机械公司进行^[7], 压气机由外源驱动, 由柴油机废气驱动的废气涡轮机从发动机分离, 可以被制动。这个基础研究又引申出 Büchi 的另一个专利 (1915 年的 DRP 454107 号), 这个专利已显示, 涡轮机只与压气机共用一根轴, 而不再与发动机轴耦合。发动机通过其在排气行程结束时的气门叠开角, 应该使来自气缸的残余废气的扫气成为可能, 从而使增压压力与涡轮机前的压力形成正压降。

Büchi 的方法只是在第一次世界大战后才成为现实, 即 1923 年德国交通部委托定制用于东普鲁士服务的两艘客轮^[8,9]。每一艘船采用两台由 M. A. N 授权、Vulkan - Werft Stettin 公司制造的 10 缸四冲程发动机, 每一台发动机装备由 Vulkan -

Werft Hamburg 按照 Büchi 的技术制造的废气涡轮增压器，增压器与发动机分离，竖立在地板上（图 3.9）。一个独立的、不分离的排气管从发动机导向涡轮机，通过在排气管中的一个切换节气门可以使废气涡轮增压器由外源驱动，发动机也可以不用增压运行。

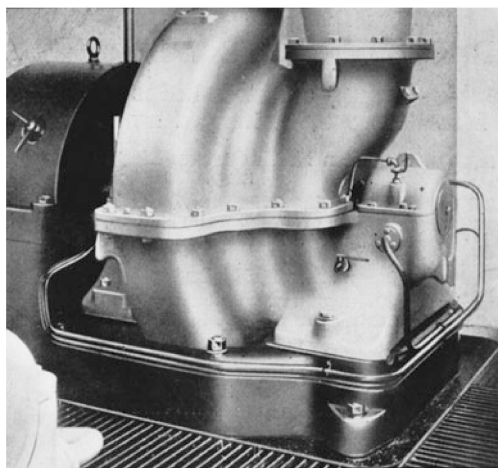


图 3.9 船用发动机“普鲁士”的增压单元（1925）

在这首次成功地应用废气涡轮增压后，发动机功率从 1750PS（1PS = 0.735kW）飙升到 2500PS，增加了超过 40%。由此，人们也获得了重要的知识，即涡轮增压器自身是可以调节的。但是，也必须指出，基于废气涡轮增压器太低的效率，残余废气扫气所需的正的扫气压降在发动机的主要运行区域并不能得到满足。

这后一个问题可以通过专利的特征来解决，也就是在 1925 年 Büchi 登记的所谓的气波增压方法（瑞士专利 122664 号和 DRP568855 号），标志着对当今具有现实意义的废气涡轮增压的真正开始。按照这个专利，发动机和废气涡轮机之间的排气管以及废气涡轮机的进口截面是如此设计的：那个燃烧气缸的排气开始后，涡轮机前的压力升高，临近排气结束时下降。这个可以通过对排气管划分成几段，各段按比例地缩小截面的方式来实现，气缸仅仅以一个确定的最小点火间隔在这些管段中排气，各管段最终汇入废气涡轮机的分离的喷嘴室中，其示意图见图 3.10。

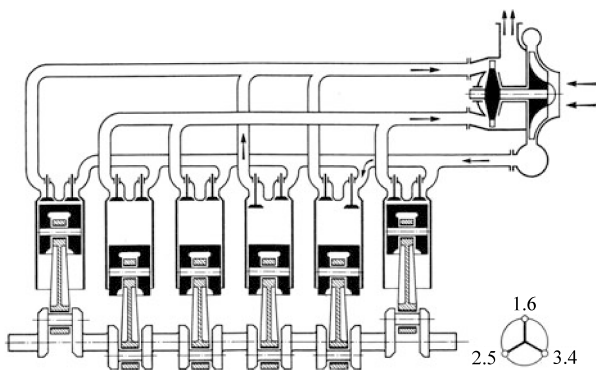


图 3.10 带废气涡轮增压器和分开式排气管的 6 缸四冲程柴油机

采用这种措施出现两种情况：其一，在排气冲击时所建立的高的压力峰值和由此降低了气缸和排气管之间的压力差，从而使得来自气缸的排出流的节流损失也减

少了，因此，在相应于与脉动的压力变化过程中的平均值相同的压力情况下，可为废气涡轮增压提供更多的可用的废气能量；其二，恰好在气门叠开期间，在排气管中产生更深的压力波谷，这在很大程度上可以用来进行残余废气扫气，直至通过气缸的新鲜空气进行扫气（见图 3.11）。

经过仔细设计的增压机型，功率很容易提升 50% 左右，发动机短时间功率甚至可以提高 100%^[10]。这也促使 1926 年成立了由 Alfred Büchi、瑞士机车和机械厂以及 Brown Boveri Cie Baden（瑞士）组成的 Büchi 联盟。Büchi 联盟在随后的几年里，向很多的欧洲国家和欧洲以外的国家的公司提供了增压专利的生产许可证。在此后的开发工作中，工程师们很快就意识到，排气管不仅要窄，而且还要短，这样，在脉冲式工作过程中能更好地利用排气压力波。废气涡轮增压器总是不断地向发动机靠近，最终如当今通常的设计模式，直接连接在发动机上。

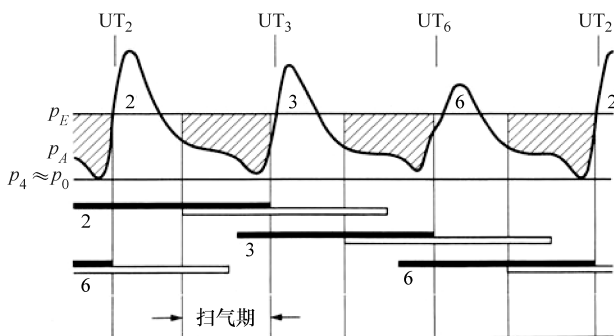


图 3.11 在与图 3.10 相关的 6 缸发动机排气管的管段中的压力变化

黑方形—排气门开启 白方形—进气门打开 UT—下止点

1951 年，在 Augsburg 的 M. A. N 公司实施的高增压研究举世瞩目，当时是首次不可思议地成功地将比油耗降低到 150g/PS · h 以下^[11]，图 3.12 显示了所采用的试验机为 K6V 30/45m. H. A. 6 缸四冲程柴油机，十字头结构方式， $D = 300\text{mm}$ ， $s = 450\text{mm}$ 。

按照当时常用的单位制以及括号中的 SI 单位制，最低油耗时工况点的发动机运行参数如下：

$$\begin{aligned} p_e &= 16\text{kg/cm}^2 \quad (= 15.69\text{bar}) \\ n_M &= 400\text{r/min} \\ b_e &= 135.8\text{g/PS} \cdot \text{h} \quad (\eta_e = 45.7\%) \\ p_L &= 2.45\text{bar} \quad (2.5\text{ata}) \\ p_{Z\max} &= 119.6\text{bar} \quad (122\text{ata}) \\ \eta_{TL} &= 0.59 \end{aligned}$$

能达到如此低的比油耗，除了基于十字头的结构形式提高了发动机的机械效率外，首先是相对比较高的比值 $p_{Z\max}/p_e$ ，也提高了当时这个比值下较高的废气涡轮增压器效率 η_{TL} 。

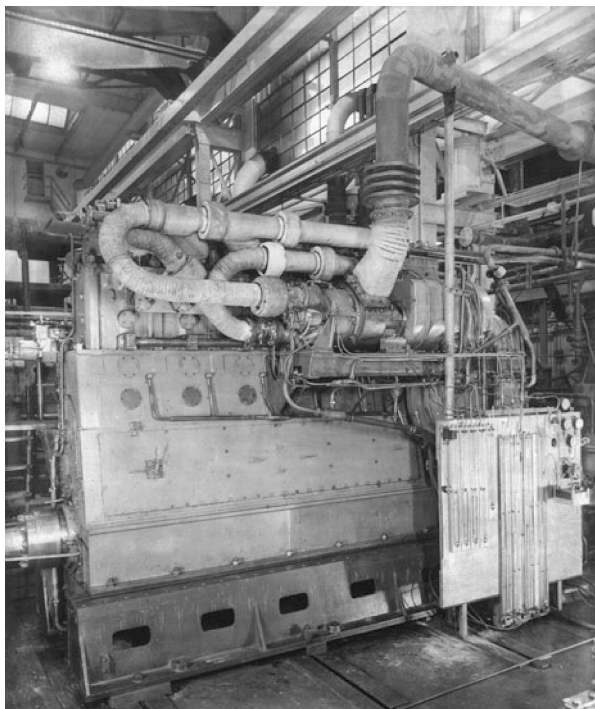


图 3.12 进行高增压试验研究的 M. A. N 公司的 K6V 30/45 m. H. A. 试验机 (来源: M. A. N)

这可以通过由 5 级轴流式涡轮机、压气机侧的 9 级轴流式压气机和一个串联式的径流式压气机组成的增压群来实现, 其中也包括一个中冷器 (图 3.13)。如今, 在 $D = 300\text{mm}$ 的中速机中, 要达到这么高的增压器效率, 只需要一个一级废气涡轮增压器就足够了。

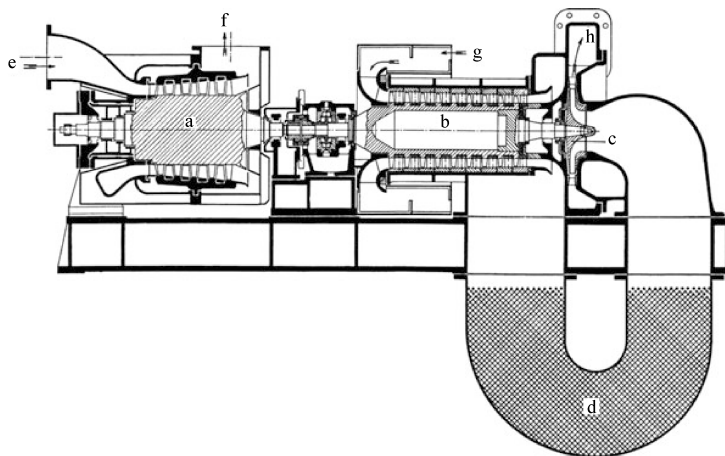


图 3.13 进行高增压试验研究的 M. A. N 公司的 K6V 30/45 m. H. A. 发动机增压群 (来自 [12])

a—涡轮机 b—轴流式压气机 c—径流式压气机 d—中冷器
e—废气进口 f—废气出口 g—空气进口 h—空气出口

参 考 文 献

1. Daimler P (1939) Der Kompressor. Motorschau
2. Diesel R (1913) Die Entstehung des Dieselmotors. Springer, Berlin
3. Zinner K (1958) Die ersten Aufladeversuche am Dieselmotor. Motortechnische Z 19(3):78–81
4. Laudahn G (1931) Leistungssteigerung bei Dieselmotoren durch „Aufladen“ der Zylinder. In: Jahrbuch der Brennkrafttechnischen Gesellschaft e. V., Bd. 12. Wilhelm Knapp, Halle (Saale)
5. Nüll W v d (1942) Abgasturbolader für Flugmotoren. VDI-Z 85:847–857
6. Achterberg FW (1939) Entwicklung und Herstellung des Schweröl-Flugmotors Jumo 205. Luftwissen 6:191–195
7. Büchi A (1953) Exhaust Turbocharging of Internal Combustion Engines. Monograph No 1. JFI
8. (o A) (1927) Doppelschrauben-Motor-Fahrgastschiff „Preußen“. Werft, Reederei, Hafen 8:164
9. (o A) (1927) A New Diesel Engine Development. Motorship 83(7):389–393
10. Stodola A (1928) Leistungssteigerung mit Büchi'scher Aufladung VDI-Z 72:421–428
11. Gebhart F (1954) Untersuchungsergebnisse mit Hochaufladung. M.A.N. Dieselmotoren-Nachrichten 30:21–27
12. Rothmund M (1954) Der konstruktive Aufbau der M.A.N.-Hochaufladegruppen. M.A.N. Dieselmotoren-Nachrichten 30:16–21

第 4 章 增压发动机工作过程理论 基础

4.1 概述

活塞式发动机的缸内工作过程可以通过示功图，即气缸压力 p_z 随着气缸（瞬时的）容积 V_z 的变化来描述。图 4.1 显示了四冲程发动机（图 4.1a）和二冲程发动机（图 4.1b）各自的示功图（两个图中发动机均采用非增压的方式），以及 Seiliger 工作过程的示功图（图 4.1c）。

Seiliger 工作过程是发动机一个理论上可做比较的工作过程，具有以下特征和理想化的特点：

- 缸内的工质是理想气体和没有交换；
- 压缩（1-2）和膨胀（4-5）过程为等熵过程，因此，缸壁没有热交换；
- 燃烧看作外部热量供给，部分以等容过程（2-3），部分以等压（3-4）过程来模拟；
- （实际）换气过程的放热将通过一个等容放热过程（5-1）来模拟。

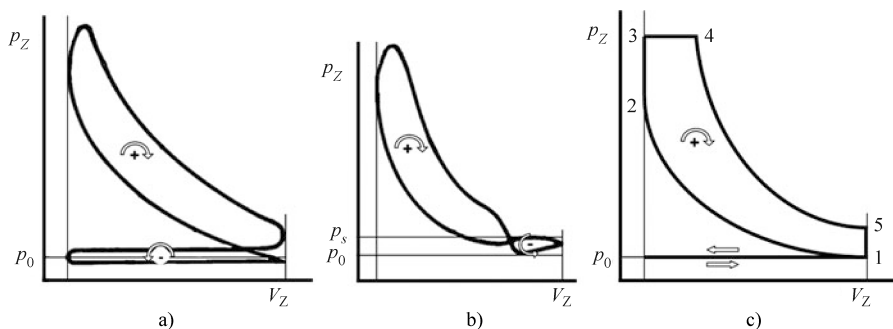


图 4.1 自然吸气式四冲程（a）发动机、二冲程发动机（b）
以及 Seiliger 循环过程（c）示功图示意图

由一个循环的各个过程变化获得指示功：

$$W_i = \oint p_z \cdot dV_z \quad (4.1)$$

作为正功，在图 4.1 的部分视图中，对于四冲程和二冲程发动机，相应地为高压阶段的正的做功面积和换气阶段的负的做功面积的差值。在四冲程自然吸气发动机中，由于在进气行程缸内压力低于外部压力 p_0 ，在排气行程缸内压力高于外部压力，因此在进气门和排气门处产生节流损失。二冲程发动机的（负的）换气过程做功面积的产生是由于气缸的进、排气门在下止点前必须提前打开，以便于气缸进气侧的进气工质可以以扫气压力 p_s ($> p_0$) 对着外部压力 p_0 扫气。在非增压的二冲程发动机中，为了获得扫气压力 p_s ，需要一个由发动机驱动的扫气风机，在指示功方面显示为负值。

发动机增压时的原则性关系、机械增压和废气涡轮增压这两个最重要的增压过程之间的原理性差异，可以按照各自的理想的发动机工作过程很好地阐述。由于在实践中，四冲程发动机具有更重要的意义，因此，将 Seiliger 循环（混合加热循环）作为理想的发动机工作过程来进行比较。Seiliger 循环应该要补充一个虚拟的换气过程，而这个换气过程中的气缸充量的进气和排气都不存在节流损失。因为这样一来，对于自然吸气发动机而言，按照前面所述，换气过程的功为零，在这种情况下，对 Seiliger 循环做进一步的定义是合适的，如图 4.1c 所示。

4.2 机械增压

在机械增压情况下，由发动机驱动的增压器 L（图 4.2），向气缸 Z 提供压力 $p_2 = p_L$ 的空气。在进气行程（8Z-1Z），气缸压力是相同的，因此，相比于自然吸气发动机，压缩行程时，压力提高了（1Z）。在膨胀行程（5Z）结束后，排气门打开，由此，由于废气流出，气缸压力掉到外界压力 p_1 （5Z-6Z），此时，仍留在气缸内的工质以环境压力 p_1 被排出。排气行程结束时（7Z），即气缸内的容积仅为压缩容积（余隙容积）时，留在气缸内的工质称为残余废气。通过打开进气门，新鲜工质以 $p_2 = p_L$ 的压力流入气缸，因此，提高了气缸压力（7Z-8Z）。在此过程中由发动机给出一个正的换气过程功 W_{LDW} ，其大小为由 8Z-1Z-6Z-7Z-8Z 围成的面积。而从发动机中获得的负的增压器功 W_L 从数值上来看，无论如何都比其换气过程的正功要大。如果向气缸提供的充量从压力 p_1 被压缩到增压器的压力 p_2 ，增压器功 W_L 对应于增压器 $p-V$ 图的面积。在示功图上的状态点 2 的容积相应地为最大气缸容积，即 $V_h + V_c$ 。

垂直的阴影线面积对应于功的损失，是这样产生的：气缸充量到达状态 5Z，即活塞到达下止点位置后，通过废气从气缸内冲击式地流出，压力降至 p_1 （排气门后），而不是在气缸中继续等熵膨胀。如果能在活塞的膨胀行程经过位置 V_{5Z} 继续延伸（排气门仍关闭），直到气缸压力达到 p_1 的话，这种通过不完全延伸的功的损失是可以避免的。此后再打开排气门，充量以压力 p_1 从气缸排出，直至活塞到达上止点（7Z）。

这个想法：有效的膨胀行程比进气行程和压缩行程延长，如今已确定的方式在四冲程发动机上应用，即按照进气门提前关闭（FES）或进气门延迟关闭（SES）的模式工作，见第11章11.1.2小节。

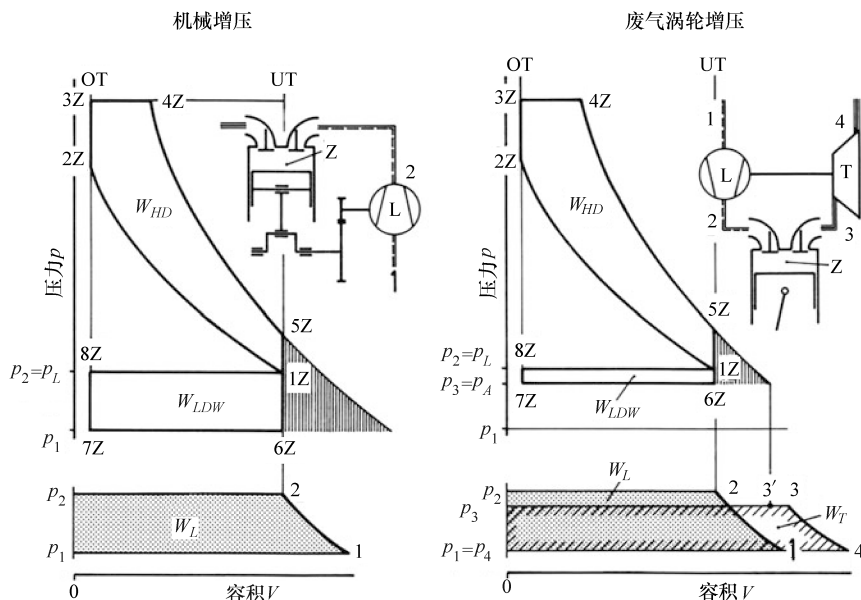


图 4.2 理想过程的增压

OT—上止点 UT—下止点

4.3 废气涡轮增压

在废气涡轮增压情况下，也可以达到与机械增压同样的增压压力 p_2 、同样的发动机工作过程的高压阶段。因此，也要获得同样大小的增压器功 W_L 以及在膨胀行程结束（5Z）时同样的气缸状态。这里的增压器功 W_L 不再从发动机的有用功中截取，而是取自于同样面积的涡轮机功 W_T ，这个涡轮机功 W_T 从废气能量中获得。因为涡轮机前的废气温度 T_3 高于 T_2 ，在条件 $W_T = W_L$ 下，涡轮机前的废气压力 p_3 低于 p_2 ，因此，这里也可以获得正的换气过程功 W_{LDW} 。此外，由于在排气时更高的背压，气缸内工质的不完全延伸（垂直的阴影线面积）的结果使得功的损失比机械增压的要少。气缸侧功的损失中的一部分可以通过废气涡轮机重新回收，所表现出来的结果是温度 T_3 大于 T'_3 ， T'_3 对应的是气缸内工质等熵膨胀到废气压力 p_3 。

同样，当图 4.2 只对应于理想的状态变化，这就意味着，就涉及的发动机总效率而言，废气涡轮增压比机械增压能提供更合适的潜质。

理论的排气温度 如已在图 4.2 中废气涡轮增压的 $p-V$ 图所示，排气管中的

(平均) 排气温度 T_3 高于 T'_3 。当气缸内工质还在气缸中时, 通过 V_{5Z} 可以进行等熵膨胀, 直至达到排气压力 p_3 时可以达到温度 T'_3 , 然后工质才在压力 p_3 下排出。

从这里所关注的理想的发动机工作过程来看, 这种现象的本质上的关系如下所述。对此, 用拆解成图 4.3 中 a - c 阶段所示的替代系统来描述工作过程, 气缸内膨胀终了的状态 “5Z” 在后面的描述中用 “Z” 来表示。

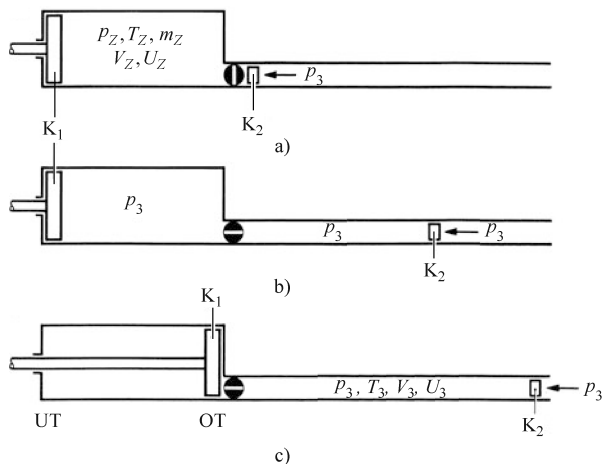


图 4.3 用于确定理论的排气温度 T_3 的排气过程示意图 (参见图 4.2)

UT—下止点 OT—上止点

图 4.3a 中, 工作活塞 K_1 在下止点, 排气门仍然关闭, 气缸内工质的质量为 m_Z , 压力为 p_Z , 温度为 T_Z , 气缸容积 V_Z 内的内能为 U_Z 。

图 4.3b 中, 排气门打开, 工作活塞 K_1 还处在静止状态时, 气缸内气体膨胀到排气管, 并针对背压 p_3 挤压活塞 K_2 , 直到缸内压力降到 p_3 。活塞 K_2 在此过程的确切位置无关紧要, 将在后面描述。

图 4.3c 中, 从现在起, 工作活塞 K_1 从下止点向上止点移动, 而活塞 K_2 继续被推移, 气缸内所有工质都进入排气管中, 混合后的状态参数为 p_3 和 T_3 , 容积为 V_3 , 内能为 U_3 。

当从气缸流出 (图 4.3b), 在接着的强制推移中 (图 4.3c), 工作气体对活塞 K_2 完成推动功 $p_3 \cdot V_3$ 。为了将工作气体从气缸推出, 必须从工作活塞 K_1 获得推出功 $p_3 \cdot V_Z$ 。因此, 工作气体获得的总功为 $p_3 \cdot (V_3 - V_Z)$ 。

因为将系统看作绝热, 也就是与边界没有热交换, 根据热力学第一定律:

$$U_Z = U_3 + p_3 \cdot (V_3 - V_Z) \quad (4.2)$$

这意味着, 工作气体原先存在的内能 U_Z 分为推出功 $p_3 \cdot (V_3 - V_Z)$ 和仍存在的内能 U_3 。在没有残余气体留在气缸的前提下, 方程式 (4.2) 两侧的气体质量 m_Z 相同, 因此, 可以将方程式 (4.2) 两侧都除以 m_Z , 以便于可以用相应的 “比参数” 来描述:

$$u_Z = u_3 + p_3 \cdot (v_3 - v_Z) \quad (4.3)$$

用 $u = h - p \cdot v$ 代入方程式 (4.3), 有:

$$h_z - p_Z \cdot v_Z = h_3 - p_3 \cdot v_3 + p_3 \cdot (v_3 - v_Z)$$

进一步整理成:

$$h_Z - h_3 = p_Z \cdot v_Z - p_3 \cdot v_Z \quad (4.4)$$

因为对于理想气体:

$$h_Z - h_3 = c_p \cdot (T_Z - T_3)$$

和

$$p_Z \cdot v_Z = R \cdot T_Z$$

方程式 (4.4) 转换成:

$$T_Z - T_3 = \frac{R \cdot T_Z}{c_p} \cdot \left(1 - \frac{p_3}{p_Z}\right)$$

最后, 考虑到:

$$c_p = R \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1}$$

求解 T_3 , 得到:

$$T_3 = T_Z \cdot \left[1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \left(1 - \frac{p_3}{p_Z}\right)\right] \quad (4.5)$$

通过一个算例来描述 T_3 和 T'_3 之间的差异。

取在状态点 Z (=5Z) 的工作气体 (废气) 作为实际值:

$$k = 1.3$$

$$T_Z = 1200\text{K}$$

$$p_3/p_Z = 1/4$$

因此, 根据方程式 (4.5) 得到结果: $T_3 = 992\text{K}$

作为对比, 工作气体从状态 Z 等熵膨胀到压力 p_3 , 有:

$$T'_3 = T_Z \cdot \left(\frac{p_3}{p_Z}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.6)$$

在相同的输入数据时, 其值 $T'_3 = 871\text{K}$, 要小一些。

这种 T'_3 和 T_3 之间的差异的现象可以用 $T-s$ 图 (图 4.4) 来解释。这个解释途径首先也提供了一个思维上的桥梁, 即去理解为什么总是非定常地从气缸流出, 再过渡到至少在理想的恒压增压情况下, 排气管和废气涡轮机中的稳态流动。

在接近排气门打开之前, 气缸的状态为 Z, 压力为 p_Z 和温度为 T_Z 。在这个时间点, 气缸中的工质由 n 个相同的、非常小的微团所组成, 所有这些微团构成状态 Z。当排气门开启时, 在一个非常小的时间间隔内, 这部分微团中的一些通过排气门, 同时在排气管中节流到 p_3 。假设系统绝热 (= 热隔绝) 并且工作气体 (废气) 是理想气体, 这第一批微团在排气管中温度为 T_Z 。

因为工质从绝热的气缸中流出,其状态的改变相同,其影响情况如同气缸工质的绝热膨胀。由于第一批微团的流出,气缸内的压力从 p_Z 下降到 $p_{Z,a}$,气缸内的温度从 T_Z 下降到 $T_{Z,a}$ 。接着,第二批微团以 $T_{Z,a}$ 通过排气门流入排气管,因此同样也在排气管节流到压力 p_3 。其从气缸中流出时,气缸内温度下降到 $T_{Z,b}$,而第三批微团以 $T_{Z,b}$ 从气缸中流到排气管,这个过程总是这样持续下去,直到气缸压力最终下降到 p_3 ,因而,留在气缸中的工质温度达到 T'_{3i} 。以不同的温度相继进入排气管的微团在排气管中混合,因而,最终达到(平均的)温度 T_3 ,其值介于排气开始时的气缸温度 T_Z 和温度 T'_{3i} 之间。在这个排气阶段,从气缸中流出的总的气体质量相应于一个时间平均的气体质量流,以其状态参数为 p_3 和 T_3 冲击废气涡轮机。

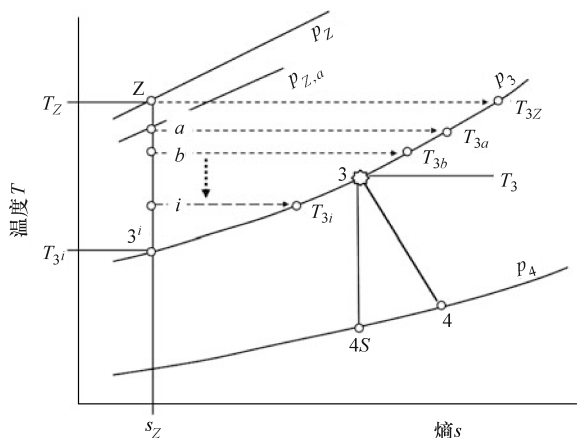


图 4.4 从气缸进入排气管的排气流动过程, $T-s$ 示意图

因为通常有多个气缸,具有时间上的补充(点火间隔)和周期性的变化,以这样的方式向排气管提供废气,产生了一个尽可能连续的废气质量流,以此来实现活塞式内燃机以断续性的工作方式,以及流体机械废气涡轮机以连续性的工作方式的耦合。

以 p_4 作为涡轮机后的压力,如图 4.4 所示,在理想的状态-等熵膨胀下,所带来的涡轮机比等熵技术功为

$$w_{sT} = c_{pT} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right] \quad (4.7)$$

而实际上,相对于等熵涡轮机效率 η_{sT} ,更小的、比内技术功为

$$w_T = \eta_{sT} \cdot w_{sT} = c_{pT} \cdot (T_3 - T_4) \quad (4.8)$$

由方程(4.7)和方程(4.8)也可以根据确定的方程导出等熵涡轮机效率 η_{sT} ,其值以涡轮机前的压力和温度的总参数(p_{3t} , T_{3t})以及涡轮机后相应的静参数(p_4 , T_4)为前提:

$$\eta_{sT} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_{3t}}}{1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}} \quad (4.9)$$

第5章 压气机结构形式和压气机特性场

5.1 热力学和压缩

从原理上来看,压气机的任务是向发动机供给确定的空气或新鲜工质质量流量,在压气机中将质量流量从压气机进口状态 (p_1, T_1) 压缩到出口压力 p_2 。

注意:在随后的描述中,压力 (p), 温度 (T) 和比焓 (h), 都作为各自的总值来理解。

工质在压气机中发生的状态的变化可以用 $h-s$ 图来描述 (图 5.1)。其中等熵压缩 (1-2S) 显得特别重要,因为在压气机等熵压缩导致焓的增加:

$$\begin{aligned}\Delta h_{sL} &= c_{pL} \cdot (T_{2s} - T_1) \\ &= c_{pL} \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right]\end{aligned}\quad (5.1)$$

在绝大多数情况下作为参照值。在压

气机中实现等熵压缩的前提是绝热,也就是与边界没有热交换,也没有出现内部损失 (流动的摩擦和冲击损失)。

在对压气机中压缩过程做分析性的描述时,采用热力学第一定律在稳态流动过程中的方程式,并采用比值,即不考虑质量:

$$dq = dh - dw_t \quad (5.2)$$

在方程式 (5.2) 和随后的描述中,将向热力系统供给能量视作为正值,反之为负值。与此相应地,针对压气机而言,方程式 (5.2) 中, dq 为从外部向压气机提供的比热量的微分; dh 为工质流过压气机时工质比焓提高的微分; dw_t 为向压气机提供的比技术功的微分。

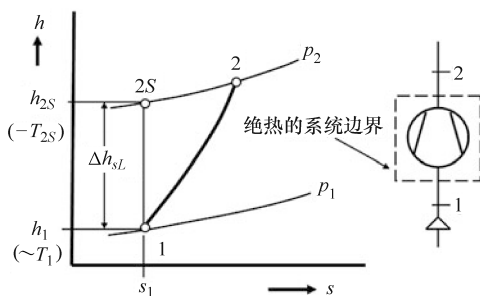


图 5.1 在 $h-s$ 图中所描述的绝热压气机中的压缩过程

比技术功 w_t 为

$$dw_t = v \cdot dp + d\psi \quad (5.3)$$

设 v 为比容, ψ 为比耗散, 定义为

$$d\psi = T \cdot ds \quad (5.4)$$

$d\psi$ 作为内部流动损失的一个尺度, 不可能减小, 因此:

$$d\psi \geq 0 \quad (5.5)$$

作为进一步的描述, 要在:

- 绝热压气机和
- 有热交换的压气机

之间进行区分。

(1) 绝热压气机 与定义相对应的是绝热压气机:

$$dq = 0$$

方程式 (5.2) 中热力学第一定律简化为

$$dw_t = dh \quad (5.6)$$

积分后为

$$w_{t1,2} = h_2 - h_1 \quad (5.7)$$

方程式 (5.7) 表明, 提供给绝热压气机的比技术功等于从压气机进口到出口的比焓的提高。

尤其是轴流式压气机, 如废气涡轮增压器的压气机 (压缩机) 几乎都被认为是接近绝热的, 而且非常明显地可知, 涡轮增压器的压气机从非常热的涡轮机处获得热量。

即便是对于绝热压气机, 根据前面的方程式 (5.3), 因为在这种情况下或多或少地出现内能 (流动能) 损失, 因此也有 $d\psi > 0$ 。

现在, 在理论上的无损失的绝热压缩情况下, 也就是等熵压缩, $d\psi = 0$, 因此, 方程式 (5.3) 中的比技术功简化为

$$dw_t = v \cdot dp \quad (5.8)$$

积分后:

$$w_{t1,2S} = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp \quad (5.9)$$

方程式 (5.9) 给出了在等熵压缩过程中的状态变化关系, 不仅是在 $h-s$ 图上进行描述, 根据方程式 (5.7), 等熵压缩功:

$$w_{t1,2S} = \Delta h_{sL}$$

作为线段 Δh_{sL} 来表示, 而且也可以显示在 $p-v$ 图上, 即相应于方程式 (5.9), 以斜阴影线面积的形式来显示 (图 5.2)。

在有损失的绝热 (= 多变指数) 压缩时, 出口温度 T_2 以及出口焓 h_2 大于绝热

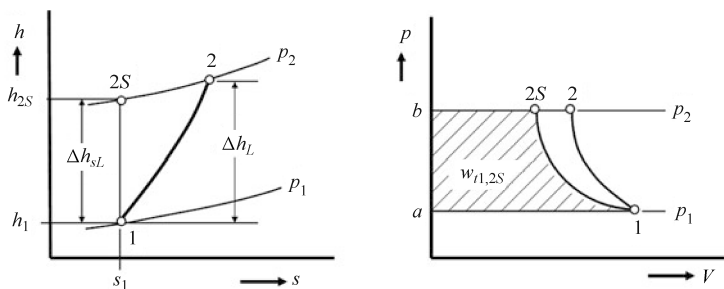


图 5.2 在 $h-s$ 图和 $p-v$ 图中所描述的绝热压气机中的压缩过程，
等熵 (1-2S) 压缩和多变压缩 (1-2)

压缩时相应的数值，如果要在图 5.2 的 $h-s$ 图上直接显示出来，可以用相关（多变指数）的比压缩功作为线段：

$$w_{i1,2} = \Delta h_L$$

从图中获得。

值得注意的是，在讨论时要提供 $p-v$ 图（图 5.2）。毫无疑问，在有损失的压缩过程 (1-2) 中，状态曲线位于等熵状态曲线 (1-2S) 的右侧。而在一些书本中认为在这两条状态曲线之间所围成的面积表示实际压缩过程中出现的内部损失，这种描述是错误的。事实上，所对应的面积 1-2-b-a 不是多变的压缩功，而仅仅是其确定的方程式 (5.10) 中的第一项，也就是方程式 (5.3) 的积分值：

$$w_{i1,2} = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp + \psi_{1,2} \quad (5.10)$$

以及为补充由于损失所产生的消耗 $\psi_{1,2}$ 。不同于等熵压缩功，因为这部分功耗不能在 $p-v$ 图上显示，因此，有损失的绝热压缩过程也不能用 $p-v$ 图来表示。

(2) 有热交换的压气机 按照定义，对于有热交换的压气机，也就是非绝热的压气机，有：

$$dq \neq 0$$

一种对于增压技术而言绝对值得去追求的特殊情况是等温压缩，也就是 $T_2 = T_1$ 。

根据 $dh = c_p \cdot dT$ 和 $dT=0$ ，通常适用于压气机的方程式 (5.2) 变为：

$$dq = -dw_i \quad (5.11)$$

积分后变为

$$q_{1,2} = -w_{i1,2} \quad (5.12)$$

从方程式 (5.12) 可以清楚地看到，要实现等温压缩，所带走的热量 ($q_{1,2}$) 等于供给压气机的技术功 ($w_{i1,2}$)。

等温压缩过程中的压气机比技术功按照方程式 (5.10) 有：

$$w_{i1,2T} = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp + \psi_{1,2} = -q_{1,2}$$

在理想的情况下，在等温压缩过程中，在压气机中也没有内部损失，因此，在可逆

的等温压缩过程中, $\psi_{1,2}=0$, 相应的比技术功为

$$w_{t1,2T} = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp \quad (5.13)$$

考虑到理想气体的热力状态方程 $p \cdot v = R \cdot T$, 方程式 (5.13) 转换为

$$w_{t1,2T} = R \cdot T \cdot \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (5.14)$$

在 $p-v$ 图中 (图 5.3) 以面积 $(1-2T-b-a-1)$ 的形式来表示。

图 5.3 中的斜线阴影面积为可逆的等温压缩与等熵压缩的相应的功的节省。

下列的算例描述了这个功的节省情况。

利用输入数据:

$$p_2/p_1 = 3$$

$$T_1 = 15^\circ\text{C} = 288\text{K}$$

$$R = 0.287\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$\kappa = 1.4$$

以及

$$c_p = R \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} = 1.0045 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

给出可逆绝热:

$$(w_{t1,2S})_{rev} = c_p \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = 106.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

和可逆等温:

$$(w_{t1,2T})_{rev} = R \cdot T_1 \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = 90.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

因此, 节省 15% 左右。

(3) 多变指数 n 一种气体的等熵指数 k 为:

$$k = c_p/c_v$$

其值为比定压热容 c_p 与比定容热容 c_v 之比, 由此可以计算等熵过程压力变化时相应的温度变化。有:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (5.15)$$

c_p 、 c_v 和 k 可以算作一种气体的热物性参数, 通常取决于压力和温度, 与温度相关性排在首位。压力大于 100bar 起, 与压力的相关性才越来越起重要的作用^[1]。对于理想气体, c_p 、 c_v 和 k 都是不变的物性参数, 这是理想气体的一个重要的特征。

为了在不等熵过程, 也即多变压缩过程中, 能很容易地根据进口状态 (p_1 ,

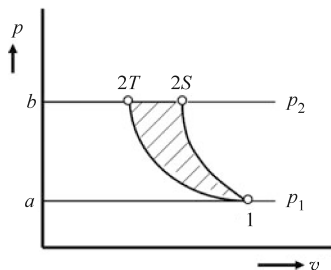


图 5.3 $p-v$ 图上可逆的绝热 (等熵) 压缩 (1-2S) 和可逆的等温压缩 (1-2T)

T_1) 和出口压力 p_2 计算出出口温度, 引入多变指数 n 。采用类似于方程式 (5.15) 的结构形式, 得到不等熵压缩过程的方程式:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (5.16)$$

不同于等熵指数 k , 多变指数 n 不是唯一的物性参数, 而是与状态的变化形式 (热量和流动损失的大小) 密切相关。对于一个确定的压缩过程, 不仅在进口状态 (p_1, T_1), 而且在出口状态 (p_2, T_2) 已知时, 间接地由方程式 (5.16) 计算出多变指数 n 。

通常, 涡轮增压器的压气机在很大程度上看作绝热过程, 在实际中, 可以通过多变指数 n 来描述压气机的内部损失。这个损失越高, n 值就越大, 在图 5.4 中状态点 $2P$ 的 T_2 也就越大。

由于在压缩过程中同时出现放热, 因此, 在等压线 p_2 上的压气机的出口状态点位于没有放热的状态点的左侧, 在极端的状态, 即等温压缩时 (图 5.4 中压气机出口状态 $2T$), $n=1$ 。

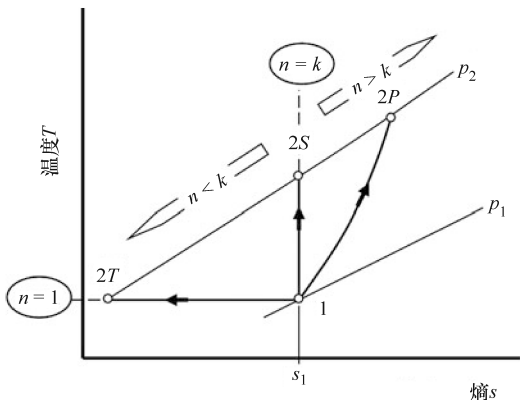


图 5.4 $T-s$ 图上等熵过程和多变压缩过程的多变指数 n

特别要值得注意的是, 只有在 $T-s$ 图或 $h-s$ 图上对压缩过程进行描述, 才能获得相关的压气机的功。这只有在获得附加的边界条件, 在这附加的边界条件下实现压缩过程才有可能, 而不管压气机 (在很大程度上) 是否是绝热过程或是否通过压气机的系统边界有热量交换, 而即便有热量交换, 也不在乎热交换量的大小和热流的方向。而只有在绝热的压气机中, 温差 $T_2 - T_1$ 以及焓差 $h_2 - h_1$ 与压气机的技术功成比例关系。当这种关系通常是成立的话, 那么, 对于等温压缩过程, 压气机的功为零。

人们从压气机试验中获得测量数据, 在 $h-s$ 图或 $T-s$ 图上确定运行工况点的进、出口状态后, 就可以确定等熵曲线。必须清楚的是, 由于事实上不存在无损失的压气机, 压缩过程肯定同时伴随有热量的交换。在没有放热的情况下, 出口状态的熵必定是 $s_2 > s_1$ 。

5.2 压气机结构形式

5.2.1 概述

在本书的框架范围内, 对不同的压气机的结构形式和计算不做详细的描述。为

了能评估压气机对发动机的影响作用，这里重点介绍与增压相关的不同类型压气机的特征。

不管压气机中压缩过程是否按照多变过程 $n < k$ 或 $n > k$ 运行，即第一种是有放热的情况，第二种是在压缩期间吸热的情况，增压器的效率通常用等熵效率来定义，因此，压气机等熵过程的功与实际的压气机的内功相关。

所有迄今为止熟知的压气机可以分为下列两组形式：

- 挤压式（容积式）压气机；
- 流动式（叶轮式）压气机。

压气机的特性场给出了压气机的特性，通常，在这种情况下，在压气机总的压比 p_{2t}/p_{1t} 与所供给的容积流 $\dot{V}_1$ （在 p_1 和参考温度 T_1 下）坐标系下，显示等转速 n_L 和等熵效率 η_{sL} 簇线，图 5.13 为一个实例。

同样，当在二组压气机结构类型内部还出现不同的结构造型时，尤其是在挤压式压气机结构种类中，在每一组结构类型中选出能反映整体特性场的代表形式。

5.2.2 挤压式压气机

这种类型中最简单的代表性结构是柱塞式压气机，以前在大型二冲程柴油机中，与废气涡轮增压器压气机以并联或串联切换的形式连接。如今，挤压式压气机实际上只用于车用发动机的增压中，下面介绍一些实用的结构形式。

(1) 罗茨式压气机 近似于齿轮泵的原理，两个同样大小的二叶、三叶或四叶的旋转柱塞在一个腔体中以相同转速但相反方向运转，旋转柱塞要么是柱状的设计（图 5.5），要么是螺旋状的设计（图 5.6）。

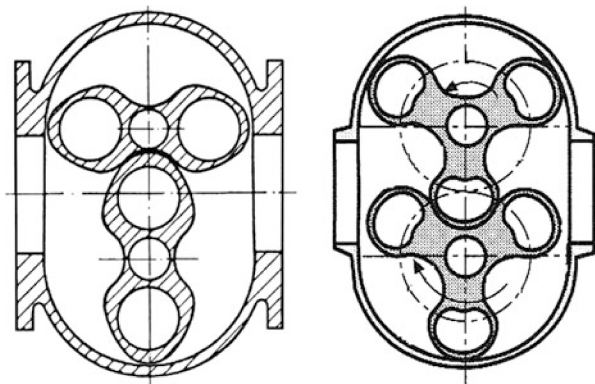


图 5.5 二叶和三叶旋转柱塞的罗茨式压气机^[1]

对于两个旋转柱塞的非接触式运转，在旋转柱塞轴上有两个齿轮。如今，主要出于更低的噪声原因，实用中基本上都采用图 5.6 的结构形式。

(2) 旋转柱塞式压气机和转子式压气机 与 Wittig 压气机（图 5.7）和 KKK

图 5.6 带螺旋式旋转柱塞的罗茨式压气机（伊顿压气机）^[7]

公司（如今的博格华纳增压系统公司）的不同，这里介绍的是基于汪克尔（Wankel）专利开发的 Ro 压气机（图 5.8）。

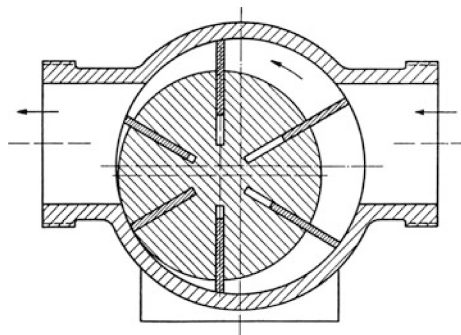
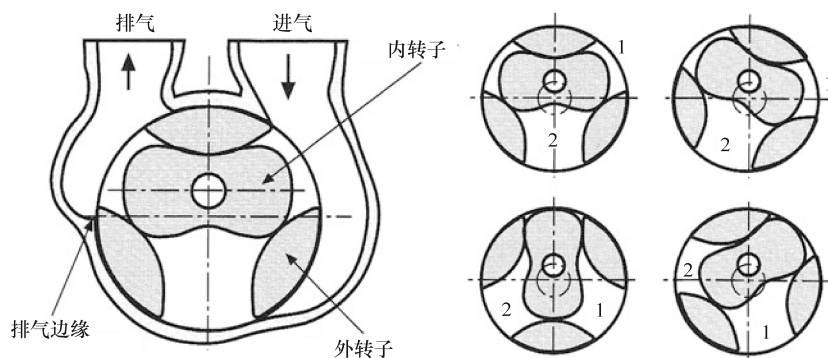


图 5.7 Wittig 压气机

图 5.8 Ro 压气机^[1]

（3）涡旋式压气机 涡旋式压气机按照一个由偏心控制其运动的涡旋盘在固定的壳体中转动的原理工作，由此，在二涡旋盘之间的空气受到压缩和挤压。VW 公司开发的，按照这种原理工作的 G 压气机，在 20 世纪 80 年代作为机械式增压的量产产品，应用在乘用车汽油机上（图 5.9）。

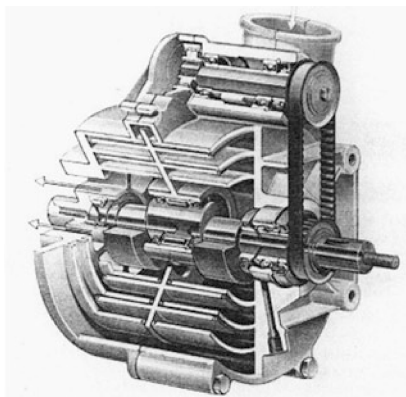
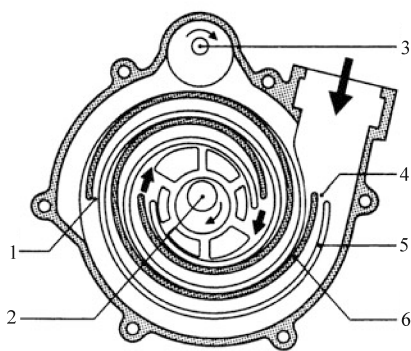


图 5.9 涡旋式压气机 (VW 公司称之为 G 压气机)

1—空气进入到第二个工作室 2—驱动轴 3—压气机导向 4—空气进入到第一个工作室
5—壳体 6—压气机 (参照 [6])

(4) 螺旋式压气机 两个螺旋柱塞，一个凸形，一个凹形，通常采用不同的齿数，因而产生不同的转速，在壳体中无接触运转 (图 5.10)。与罗茨式压气机一样，两个齿轮安装在螺旋柱塞的轴上，无接触式地一起运动。填充在凹形螺旋通道内的空气将通过凸形螺旋通道，从进气侧被压向排气侧，以这样的方式压缩空气。

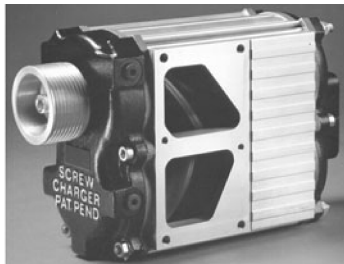
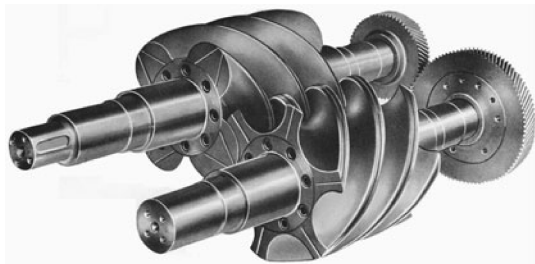


图 5.10 螺旋式压气机，左边为带同步齿轮的凸形和凹形螺旋式柱塞，右边为螺旋柱塞在壳体中的集成，带驱动带盘的 Opcon - Autorotor AB 公司的双螺旋压气机

压气机特性场是在确定的压气机转速 n_L 下压气机的压力比 p_2/p_1 与所供给的容积流 $\dot{V}_1 - \dot{m}/\rho_1$ 的关系 (见图 5.12)，可以借助于柱塞式压气机 (见图 5.11) 来特别形象地描述挤压式压气机的特性曲线的变化过程。

从活塞在下止点 (UT)、压力为 p_1 出发，随着活塞上升 (压缩行程) 运动，工质被压缩到压气机压力阀设定的压力 $p_{2,1}$ ，然后在这个压力下被推移，直到活塞到达上止点 (OT) 位置。随着紧接着开始的活塞下行，首先在余隙容积中的被压缩的工质膨胀，因此，受压力控制的压气机压力阀关闭。因为同样受压力控制的压气机进气阀只有在气缸中压力到达或低于进气压力 p_1 时才打开，填充容积 V_f 小于

压气机的工作容积 V_{hL} 。

这种过后膨胀的结果随着出口压力 p_2 增大而加强, 如图 5.11 所示, 因为 $p_{22} > p_{21}$, 相应地 $V_{f2} < V_{f1}$ 。

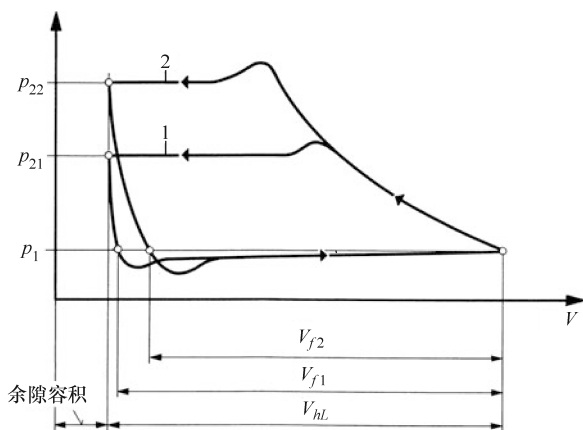


图 5.11 柱塞式压气机 $p-V$ 图

根据充满系数的定义:

$$\lambda_f = \frac{V_f}{V_{hL}} \quad (5.17)$$

除了与压气机的压力比相关外, 还取决于转速 n_L (节流损失!), 给出压气机的容积流量为

$$\dot{V} = V_{hL} \cdot n_L \cdot \lambda_f \quad (5.18)$$

因此, 在压气机特性场中 (图 5.12) 给出了所有挤压式压气机的压气机特性曲线的变化情况。

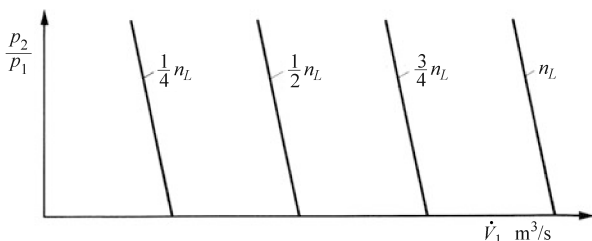


图 5.12 挤压式压气机特性场中压气机特性曲线 (示意图)

在压气机特性场中的每一条压气机特性曲线都具有非常陡峭的斜率, 并向流量 $\dot{V}_1$ 减小方向倾斜。在各个压气机转速 n_L 下, 最大能达到的容积流量为 $\dot{V}_1$, 也就是压气机特性曲线的垂足点在 $p_2/p_1 = 1$ 线上, 对应于方程式 (5.18), 实际上与压气机的转速成比例关系。压气机特性曲线向垂直方向倾斜, 也即向容积流量减少方向

倾斜, 对于活塞式压气机而言, 可以用过后膨胀的效果来解释。而对于挤压式压气机, 由于转动活塞与壳体之间结构上的间隙的存在, 其原因在于, 通过这个间隙, 一部分已经被压缩的空气向低压侧回流。

(5) 内部压缩 挤压式压气机按照不同的结构形式也分为带或不带内部压缩工作模式。如不带内部压缩的罗茨式压气机 (图 5.5)。在转动柱塞与壳体之间所形成的工作腔在进气侧还打开期间, 充填了低压空气, 一旦转动柱塞继续旋转, 工作腔的进气侧关闭, 被封闭在工作腔内的、处于进气压力下的空气量没有被压缩地通过转动柱塞继续流动。只有到了工作腔向高压侧打开时, 工作腔内的压力提升到当时的出口压力 p_2 , 在工作腔内的空气量克服出口压力 p_2 从压气机中被推出。排气压力的大小只是由所连接的发动机来确定, 压气机内部的压力最大能达到出口压力值。

在带内部压缩的压气机, 如 Wittig 压气机 (图 5.7) 和螺旋式压气机 (图 5.10) 中, 在转子或螺旋式柱塞转动时, 在个工作腔中所包含的空气量经历一个内部压缩, 达到一个不仅与 p_1 相关, 而且还与压气机几何尺寸相关的压力。如果这个内部压力在工作腔向排气侧开启时低于压气机排气侧压力 p_2 , 压气机必须消耗附加的功, 才能使工作腔内的空气克服排气压力 p_2 而被推出。而如果当时的压力 p_2 低于工作腔内通过内部压缩而产生的压力, 则当工作腔向排气侧打开时, 从压气机流出的空气节流到排气压力。

图 5.13 显示了挤压式压气机 (此处为螺旋压气机) 的实际特性场。在这个特性场中, 除了压气机特性曲线 ($n_L = \text{常数}$) 外, 也展示了压气机等效率 η_L 曲线, 通常也可以理解为压气机总效率曲线:

$$\eta_L = \eta_{sL} \cdot \eta_{mL}$$

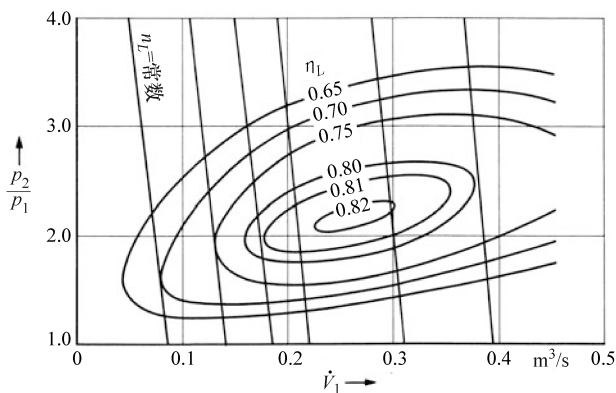


图 5.13 螺旋式增压器的增压器特性场

除了压气机等熵效率 η_{sL} 外, 还包括压气机的机械效率 η_{mL} 。

根据挤压式压气机的结构形式, 压气机的特征可以总结如下:

1) 陡峭的压气机特性曲线, 也即随着压力比的增加, 容积流量只有微小的下降。

2) 所能达到的压力比完全不取决于转速, 这也就意味着, 在很小的容积流量下也可以产生很高的压力比。

3) 特性场在整个范围是稳定的, 与此相应地, 压气机在整个范围内都可以用于增压。

4) 容积流量与转速基本上成线性比例关系, 与压力比基本上无关。

尤其是把流动式压气机整合在一起比较时, 这些特征的意义显得很重要。

5.2.3 流动式压气机

流动式压气机可以理解为涡轮压气机, 可以设计成轴流式压气机或径流式压气机。就内燃机增压而言, 实际上几乎无一例外地采用径流式压气机。首先, 这种压气机以单级的、紧凑的结构形式, 就可以提供大于3 (直到5) 的压力比, 而同时还具有良好的效率。而与此相反, 轴流式压气机的单级压力比只有1.1~1.3。因此, 通常轴流式压气机设计成多级形式, 因而在同样的 (总的) 压力比和同样的流量时, 其结构体积相应地比径流式压气机的要大。

在径流式压气机 (图 5.14) 中, 能量的转换形式为: 通过转子轴带入的机械能由叶轮上的叶片以冲量的方式传递给工质 (空气), 因而转化为工质的动能。而代表动能的工质流动速度一部分以压力的形式 (势能) 转移到叶轮上, 另一部分转移到扩压器中, 最后一部分转移到涡道上。

对于压气机, 人们优先采用所谓的半张开式叶轮, 如图 5.14 和图 5.15 所示, 由叶片和叶轮背面构成流道的一侧, 通过壳体表面构成流道的另一侧。

在叶轮进口和出口侧的流动比 (速

度三角形) 如图 5.16 所示, 图中的下半部分为叶轮的入口端, 在图的上半部分是叶轮出口端。而左侧为后倾的弯曲叶片 ($\beta_2 < 90^\circ$), 右侧为径向端部叶片 ($\beta_2 = 90^\circ$)。首先, 出于强度的原因, 早期偏向用径向端部叶片。如今, 实际上所有压气机采用径流式压气机, 由于更合适的效率原因, 设计成后倾的弯曲叶片。

空气以速度为 c_0 沿轴向流向压气机。在配备前导轮情况下, 流动首先在前导轮中转向, 在 $\alpha_1 > 90^\circ$ 下, 以速度 c_1 流出 (图 5.16 下图)。

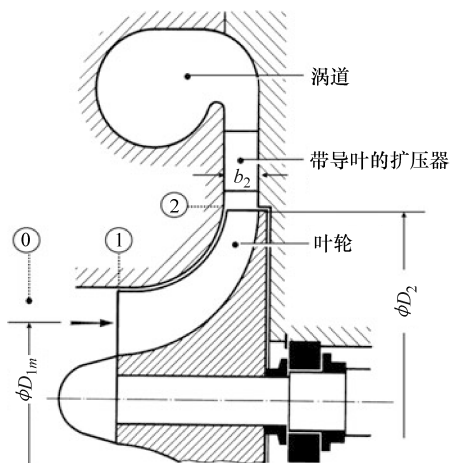


图 5.14 径流式压气机的轴向剖面 (示意图)



图 5.15 径流式压气机的叶轮
(来源: 奥迪公司^[2])

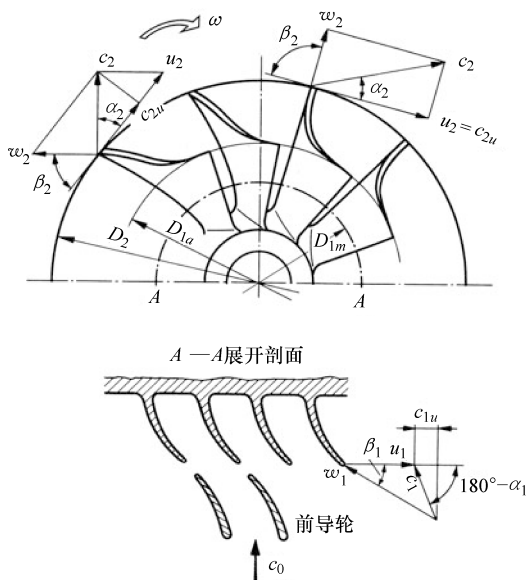


图 5.16 径流式压气机叶轮
进出口处速度三角形

流体在这个 α_1 角度下, 以绝对速度 c_1 出现在叶轮进口边缘。以角速度 ω 转动的叶轮在叶轮中部的进口直径 D_{1m} (见图 5.14 和图 5.16 上图) 处的圆周速度为 u_1 。一个虚拟的观察者, 他紧靠在叶轮进口处, 而且随叶轮转动 (观察者在相对的系统), 可以看到流体在叶轮进口处的速度为 w_1 (相对速度) 和角度为 β_1 。

对于流体机械普适的绝对速度 c , 相对速度 w 和圆周速度 u 的关系, 在叶轮的进口和出口处可以以矢量表示:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (5.19)$$

或以图示的速度三角形形式显示 (图 5.16 和图 5.17)。进口处和出口处速度三角形的总体描述在各自的图形中给出了叶轮的速度平面图 (图 5.17)。

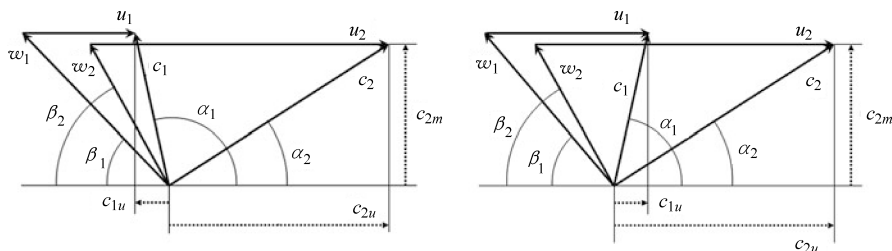


图 5.17 径流式压气机叶轮速度平面图, 左侧反转, 右侧正转

为了使得在叶轮处的流动损失尽可能地少, 叶片的入口角应与相对速度 w_1 的角度一样, 也就是选择 β_1 。然后流体在由叶片组成的相对于叶片弯曲的流动通道

中运动,并以相应的叶片出口角 β_2 、相对速度 w_2 从叶轮中流出。而紧靠在叶轮出口处的观察者现在又处在确定的系统(绝对系统)中,可以看到,在叶轮出口处,流体以绝对速度 c_2 和角度 α_2 流出。如果径流式压气机设计成叶片式的扩压器(图5.14),如大型发动机废气涡轮增压器的压气机上经常选用的,这个角度也作为扩压器中导叶的入口角。车用发动机用废气涡轮增压器的压气机通常采用无叶式扩压器。

在理想的假设情况下:

- 叶轮中的流动没有流动损失 (“th”);
- 叶片中流动完全相同,也就是流动通过无穷多的,但也是无穷薄的叶片 (“ ∞ ”),流体机械的欧拉定律适用于叶轮中的能量转换:

$$M = \dot{m} \cdot \left(\frac{D_2}{2} \cdot c_{2u} - \frac{D_1}{2} \cdot c_{1u} \right) \quad (5.20)$$

这表明,通过压气机轴供给的(理论上的)转矩 M 等于叶轮压力侧和进气侧的转动能的差值,设 $\dot{m}$ 为工质的质量流, c_{1u} 和 c_{2u} 为叶轮进、出口处绝对速度的周向分量。

根据角速度 ω 和圆周速度 u 的相互关系:

$$u = \frac{D}{2} \cdot \omega \quad (5.21)$$

从方程式(5.20)中推导出所传递的(理论上的)功率为

$$P_{th\infty} = M \cdot \omega = \dot{m} \cdot (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}) \quad (5.22)$$

叶轮的比理论功为

$$Y_{th\infty} = \frac{P_{th\infty}}{\dot{m}} = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} \quad (5.23)$$

在另外的理想的假设情况下,即看作绝热压气机,有:

$$(w_{tL})_{th\infty} = Y_{th\infty} = h_{2t} - h_{1t} \quad (5.24)$$

方程式(5.24)表明,在上述的约定的理想的假设情况下,带入到压气机的压气机比技术功 $(w_{tL})_{th\infty}$ 等于由工质获取的叶轮的比理论功 $Y_{th\infty}$,也等于压气机进、出口比总焓的差值。后者在 $h-s$ 图上相当于图5.2中状态点1和2s之间的线段,也就是压气机的等熵比焓差 Δh_{sL} 。

对于实际上经常出现的纯轴向流入叶轮($\alpha_1 = 90^\circ$)情况, $c_{1u} = 0$,方程式(5.23)可以简化为

$$(Y_{th\infty})_{\alpha_1=90^\circ} = u_2 \cdot c_{2u} \quad (5.25)$$

此外,如果是从叶片轴向端部流入($\beta_2 = 90^\circ$),在这种情况下, $c_{2u} = u_2$,叶轮(理论上)的比功只取决于圆周速度 u_2 :

$$(Y_{th\infty})_{\alpha_1=90^\circ; \beta_2=90^\circ} = u_2^2 \quad (5.26)$$

按照叶轮的比功 Y 的一般定义:

$$Y = h_{2st} - h_{1t} = c_p \cdot T_{1t} \left[(\pi_{L,t})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

可以确定相应的压气机总的压力比：

$$\pi_{L,t} = \left(\frac{Y}{c_p \cdot T_{1t}} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5.27)$$

对于已经确定的叶轮导入角度 ($\alpha_1 = 90^\circ$ 和 $\beta_2 = 90^\circ$)，当压气机入口温度 T_{1t} 已知时，理论上压气机可能达到的总的压力比只与圆周速度 u_2 有关，可以由以下公式计算获得：

$$(\pi_{L,t})_{th\infty, \alpha_1=90^\circ; \beta_2=90^\circ} = \left[\frac{u_2^2}{c_p \cdot T_{1t}} + 1 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5.28)$$

当 $T_{1t} = 288\text{K}$ 和 $c_p = 1008\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 时，由公式 (5.28) 可得 $(\pi_{L,t})_{th\infty}$ 的值，见表 5.1。

表 5.1 压气机 - 压力比作为圆周速度 u_2 的函数

u_2	m/s	200	300	380	450 ~ 500
$(\pi_{L,t})_{th\infty}$	—	1.57	2.57	4.11	6.37 ~ 8.80
$\pi_{L,t}$	—	1.5	2	3	4 ~ 5

在表 5.1 中出现的实际上可达到的压气机压力比 $\pi_{L,t}$ ，由于压气机内部损失，将小于理论上可能的值 $(\pi_{L,t})_{th\infty}$ 。这可以通过相应的压力值 ψ 来描述，对于流体机械而言，这个压力值 ψ 定义为无量纲量：

$$\psi = \frac{Y}{u_2^2/2} \quad (5.29)$$

在 $\alpha_1 = 90^\circ$ 和 $\beta_2 = 90^\circ$ 条件下：

$$(\psi_{th\infty})_{\alpha_1=90^\circ; \beta_2=90^\circ} = \frac{u_2^2}{u_2^2/2} = 2$$

因此，理论上压力值 ψ 可以达到 2。在实际上，这个值最大可以达到 1.5，如在表 5.1 中与 $\pi_{L,t}$ 差不多相对应。

(1) 压气机特性曲线 压气机特性曲线，也就是（绝热压气机的）叶轮的比功 Y 随压气机流量的变化趋势，应该是在接近实际的无涡流流入（由于 $\alpha_1 = 90^\circ$ ，所以 $c_{1u} = 0$ ）和后倾的弯曲叶片 ($\beta_2 < 90^\circ$) 情况下推导出来的。此外，首先又要以在理想的叶轮流动（“ $th\infty$ ”）的理论情况为出发点：

$$Y_{th\infty} = u_2 \cdot c_{2u} \quad (5.30)$$

根据图 5.18 左侧所示，叶轮出口处的容积流量 $\dot{V}_2$ 为

$$\dot{V}_2 = D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot c_{2m} \quad (5.31)$$

式中， c_{2m} 为叶轮出口处绝对速度 c_2 的径向分量。根据图 5.18 右侧所示，其相互关系为

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan\beta_2}$$

因而，方程式 (5.30) 转换为

$$Y_{th\infty} = u_2^2 - \frac{u_2 \cdot c_{2m}}{\tan\beta_2} \quad (5.32)$$

对于给定的压气机 (D_2 、 b_2 、 β_2)，根据方程式 (5.31)，有：

$$\dot{V}_2 \sim c_{2m}$$

又由于 $n_L = \text{常数}$ ，而且 $u_2 = \text{常数}$ ，所以，方程式 (5.32) 变成下列的直线方程式：

$$Y_{th\infty} = k_1 - k_2 \cdot \dot{V}_2 \quad (5.33)$$

在 $Y - \dot{V}_2$ 图上， k_1 为纵坐标截断线， k_2 为截断线的陡度。

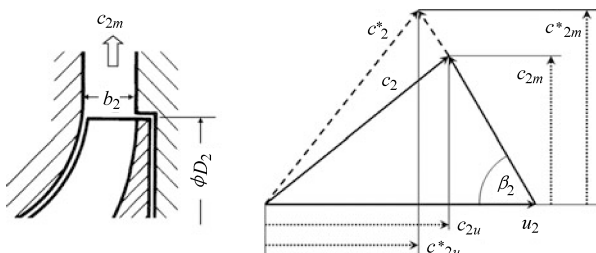


图 5.18 压气机叶轮出口处速度三角形

理论上的压气机的特性曲线 $Y_{th\infty}(\dot{V}_2)$ 随着流量 $\dot{V}_2$ 的增加而下降 (图 5.19)，从图 5.18 上表明，因为随着流量增加 ($c_{2m}^* > c_{2m}$)，周向分量下降 ($c_{2u}^* < c_{2u}$)，当 $u_2 = \text{常数}$ 时，根据方程式 (5.30) 可知， $Y_{th\infty}$ 变小。

相比之下，压气机的实际特性曲线 $Y(\dot{V}_2)$ 比理论的特性曲线 $Y_{th\infty}(\dot{V}_2)$ 向更低水平移动，其原因有三点：

- 减少的功率；
- 摩擦损失；
- 冲击损失。

(2) 减少的功率 无穷多的叶片数 (“ ∞ ”) 的理想边界条件，也就是理想的叶片完全相同的叶轮流动，但必须考虑到，流动只是精准地向叶片压力侧 (“+”) 流动，而不是向吸气侧 (“-”) 流动。在那里会出现一个叶片的流动变

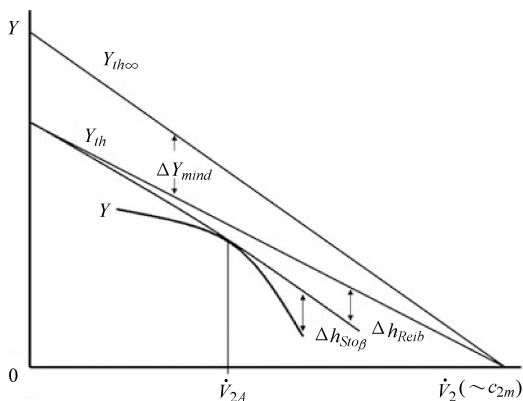


图 5.19 $\beta_2 < 90^\circ$ 的压气机特性曲线从理论到实际的过渡示意图

换和从压力侧到吸气侧的叶片出口边缘的环流，见图 5.20 左图。因此，在叶片通道中工质的流量被挤向更小的流动截面，因而由流线确定的流出角 β_2 比与几何意义上的叶片流出角 $\beta_{2\infty}$ 相对应的理论的流出角要小。

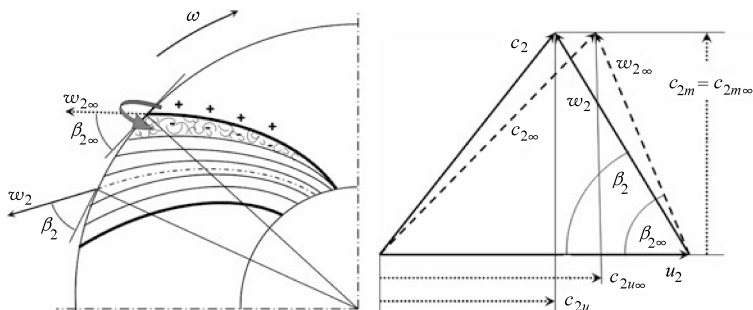


图 5.20 径流式压气机的减少的功率，在叶轮通道中的流动（左）和叶轮出口处速度三角形（右）

从图 5.20 右图可见，当 $c_{2m} = c_{2m\infty}$ ，也就是在实际上流量相同时，在有限的叶片数时的绝对速度的周向分量小于无限叶片数时的绝对速度的周向分量（ $c_{2u} < c_{2u\infty}$ ），因此，按照方程式 (5.30)，相应的叶轮比功 $Y_{th} < Y_{th\infty}$ 。其差值 $Y_{th\infty} - Y_{th}$ 定义为减少的功率 Δy_{mind} ，见图 5.19，对于有限的叶片数，其值总是大于零。叶片数越少，叶片流出角 β_2 越大，其值越大。

(3) 摩擦损失 随着流量增加，内部损失也增加。流动摩擦可以用以下分析式来表示：

$$\Delta h_{Reib} = k_{Reib} \cdot c_{2m}^2 \quad (5.34)$$

式中， k_{Reib} 为摩擦系数。在图 5.19 中可以用图示的方式从函数 Y_{th} 中减去。

(4) 冲击损失 流体机械基本上都是以一个确定的流量来设计的。仅对这个设计流量确定角度，流体以这个角度进入叶轮，与叶片进入角相重叠。当流量偏离设计流量（ $c_1 \neq c_{1,A}$ ），在 $\alpha_1 = \text{常数}$ 和 $u_1 = \text{常数}$ 时，一个偏离叶片流入角 β_1 的叶轮入流角使得流体“冲击”叶片。由此出现的冲击损失可以用公式：

$$\Delta h_{Sto\beta} = k_{Sto\beta} \cdot (c_{2m} - c_{2m,A})^2 \quad (5.35)$$

来表示。

式中， $k_{Sto\beta}$ 为冲击系数。在与所定义的设计流量 $\dot{V}_{2,A}$ 相一致时，这个损失函数为零，这个损失函数是一个描述流动摩擦（方程式 (5.34)）的附加函数，要从 Y_{th} 中扣除，因此，最终的实际的叶轮比功为

$$Y = Y_{th} - \Delta h_{Reib} - \Delta h_{Sto\beta} \quad (5.36)$$

方程式 (5.26) 特别明确地表明，叶轮比理论功以及可达到的压气机压力比（方程式 (5.28)）基本上与圆周速度 u_2 的三次方成比例关系，而流量则与 u_2 差不多呈线性关系。同样，叶轮上的离心力也随圆周速度的三次方增大而增大，这个离

心力是叶轮材料在强度上所能承受的上限。当今常用的轻金属合金材料所允许的圆周速度约为 520m/s 。

径流式压气机的特性场（图 5.21）通过泵极限（喘振线）分为稳定区域和不稳定区域，只有稳定区域在增压技术上才是可用的。最大可能的流量 $\dot{V}_1$ 通过壅塞极限给定。当在压气机通道中的某个位置，通常在压气机入口处，流速达到当地音速时，就到达这个壅塞极限。也可以是转速提升，而流量不再增加。另外，相应于压气机特性曲线（ $n_L = \text{常数}$ ），在特性场中还给出了等熵的压气机效率（ $\eta_{sL} = \text{常数}$ ）曲线。

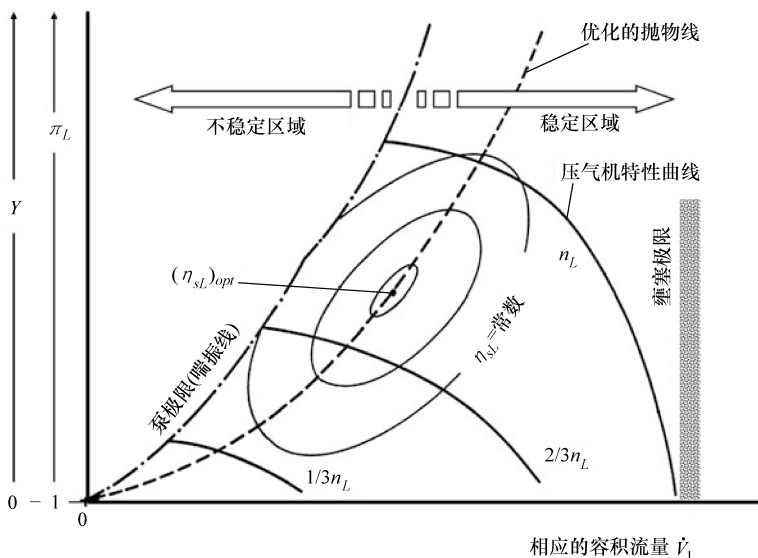


图 5.21 径流式压气机特性场示意图

假设压气机的外壳热密封（绝热），也就是很接近径流式压气机实际的情况下，等熵的压气机效率 η_{sL} 描述了压气机所有的内部损失（流动的摩擦损失，冲击损失），但不包括机械的摩擦损失和可能的泄漏损失。

参考图 5.1，假设 $c_{pL} = \text{常数}$ ，温度和压力为总值的情况下，方程式（5.37）给出了等熵的压气机效率：

$$\eta_{sL} = \frac{\Delta h_{sL}}{h_{2t} - h_{1t}} = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right]}{T_2 - T_1} \quad (5.37)$$

值得注意的是，沿着压气机特性曲线，从最大流量，也就是图 5.21 从右向左延伸的运行工况点，就等熵压气机效率而言，可以判断，首先是等熵压气机效率一直增大，直到最大值，而后又下降。可以将所关注的各压气机特性曲线上最大等熵压气机效率的工况点连成线，就可以得到所谓的优化的抛物线。如果与径流式压气机相

连的工作机械（用户）的特性曲线都落在优化的抛物线上，这个压气机在每一个流量下都有最可能高的效率。

与挤压式结构形式的压气机（见图 5.13）完全不同的是，流动式压气机的特性场具有以下特征：

1) 压气机特性曲线的斜率是变化的。在径流式压气机中，特性曲线在流量增加的方向上，首先从喘振线处开始变化比较平坦（差不多水平的，间或有点上升），然后向下弯曲。而在轴流式压气机中，特性曲线从喘振线处开始一直向下弯曲。

2) 可达到的压力比取决于转速。在压气机低转速时，也就是小的容积流量时，达不到高的压力比。

3) 存在一个不稳定的特性场区域（喘振线的左侧），不能用于增压。

4) 沿着优化的抛物线（对应于在特性曲线上有节流）容积流量与压气机转速基本上呈线性关系，而等熵压气机比功或者压气机压力比基本上与压气机的转速的三次方成比例关系。

(5) 喘振现象 径流式压气机达到或超过泵极限（喘振线）所出现的泵吸现象可以参考文献 [3] 和借助于图 5.22 来解释。

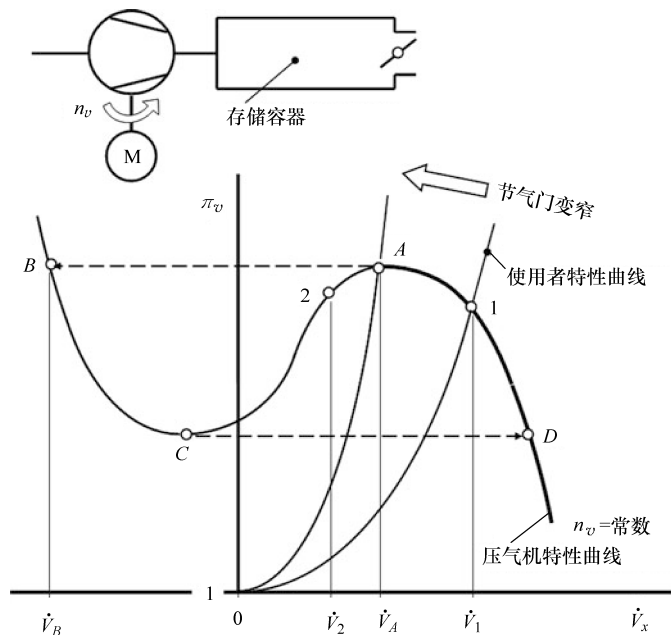


图 5.22 在压气机特性场中描述的径流式压气机的泵吸（喘振）示意图

按照研究安排，径流式压气机由电动机 M 以不变的转速 n_v 驱动。与图 5.21 相反，相应的压气机特性曲线现在延伸到负的供给区。压气机向存储容器供气，从存

储容积出来到使用者（用户），通过节流阀控制，以获得所需的容积流量 $\dot{V}_x$ 。

这个压气机装置首先运行在稳态工况点1，即压气机特性曲线与使用者的特性曲线的交叉点，这条使用者特性曲线与节气门的位置相对应。由使用者带走的容积流量 $\dot{V}_1$ 和由压气机提供的容积流量相平衡。压气机运行工况点1位于稳定的特性场区域。如果通过调小节气门开度使使用者的接收量逐渐减少，压气机的运行工况点将从1移向A，压气机做出的反应是提高压气机的压力比 π_v 。这个稳态的、稳定的运行特性保持到运行工况点A，容积流量为 $\dot{V}_A$ 。

当使用者从运行工况点A出发，将节气门突然减小，因而，假如还能接收容积流量 $\dot{V}_2$ ，那么，压气机的响应必须是压力比 $\pi_v > (\pi_v)_A$ ，但是这做不到。因此，抑制了容积流量，并向零回复，甚至是负值，也就是说，已经压缩的空气从存储容器出来，通过压气机回流，如同此前以不变的转速正向驱动那样。所能达到的最大的负容积流量为 $\dot{V}_B$ 。因此，压气机动态地、快速地从运行工况点A通过2、C，运动到B，也就是压气机的特性曲线的不稳定的分支，相当于从A跳跃到B。通过从存储容器中回流，储存容器中的压力下降，直到运行工况点C。因为此时 $(\pi_v)_C < (\pi_v)_A$ ，压气机重又正向供气。与此同时，压气机动态地、如此快速地在压气机的特性曲线上从C运动到D，也相当于从C跳跃到D。压气机提供比使用者所需的容积流量 $\dot{V}_2$ 更多的容积流量。当在此期间使用者不再提高其需求量，压气机的工况点将从D向A移动，重复泵吸循环。

泵吸频率首先取决于压气机容积（额定容积流量）与所包含的使用者系统的存储容积之比，这个比值越大，泵吸频率越高。对于废气涡轮增压器的径流式压气机，其频率在5~30Hz范围内。

还要对压气机特性场中在负的供气区域的压气机特性曲线的变化做一说明（图5.22）。将压气机特性曲线从B向负的供气区延伸，压气机特性曲线又会出现稳定的一段。这可以用试验技术来描述，试验可以采用一个相对更强大的第二个压气机回流到以保持相同转速的、需要进行试验的压气机的方式，然后调节需要试验的压气机的节气门位置，以便于相应的特性曲线的变化也类似于抛物线的形式。

在任何情况下都要避免泵吸，因此，首先是因为泵吸会导致使用者（内燃机）强烈的脉动空气供给，但同时也由于会激励叶片的振动而可能导致叶片的断裂。

与其原因相对应，压气机的泵吸表现为被切换到另一个“使用者”，在最简单的情况下，通过被压缩的工质的扫气来实现。这可以通过有目的地环流来实施，即通过旁通阀将工质从压气机出口引到压气机进口端。

例如，在废气涡轮增压的乘用车汽油机上，在高速行驶、高功率和相对应的增压器高转速时，当驾驶人突然松开加速踏板，也就是节气门冲击式地关闭时可以采用这种措施（图5.23）。从涡轮增压器压气机来看，这意味着使用者（发动机！）对流量要求冲击式地突然降低，以至于出现了泵吸作用。为了避免这种现象，从节气门前到空气分配器（图5.23）之间出现一定的压差可以打开弹簧驱动的环境空

气阀（图 5.24），因而增压空气环流到压气机进口处。

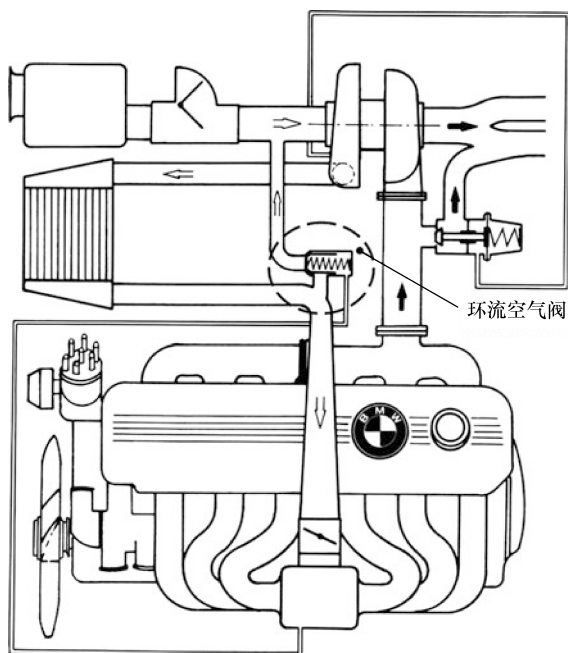


图 5.23 在乘用车增压汽油机废气涡轮增压器的空气通道中的环流空气阀^[4]

在放气或环流时，压气机特性场以及特性场中的喘振线位置保持不变。后者通过前导向装置或后导向装置的导入或改变来移动，而无论如何也会改变压气机特性曲线的位置（图 5.25）。对于汽车增压器的压气机，建议采用在运行区域中通过可调叶片（叶片式扩压器）的后导向装置来实现。类似的在汽车涡轮增压器（VTG 透平）的径流式涡轮机中的可调导向叶片见 10.4 节。

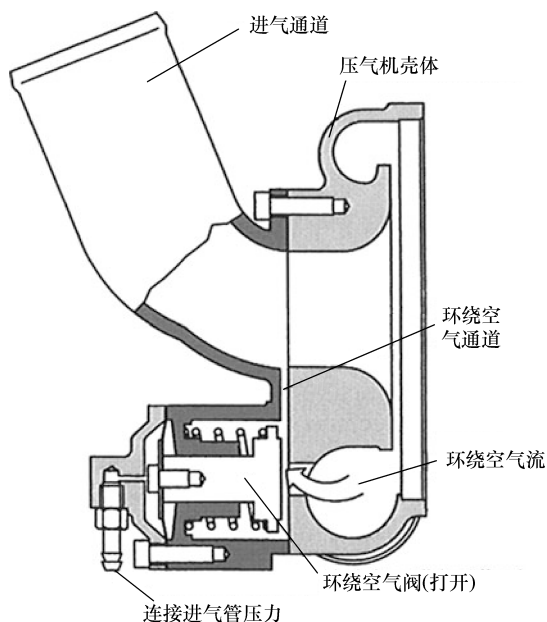


图 5.24 乘用车汽油机增压器中的环流空气阀

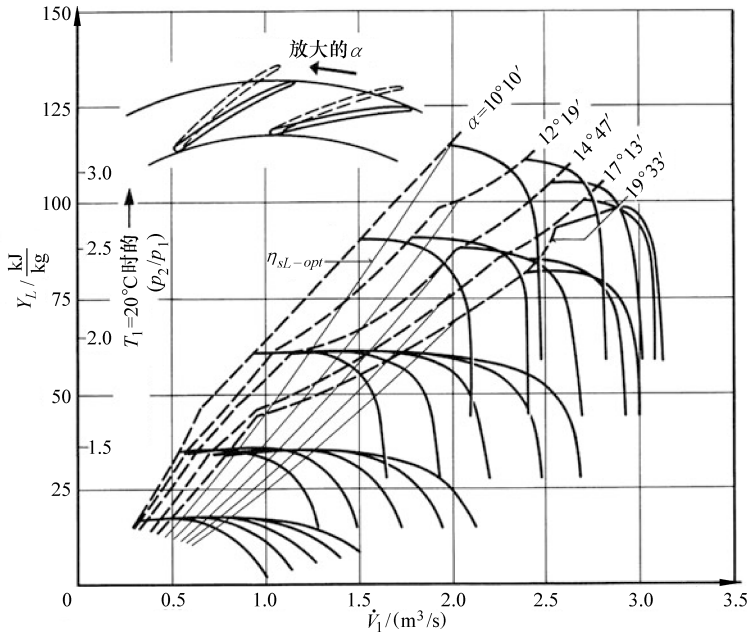


图 5.25 带叶片式扩压器的径流式压气机中导叶片入口角 α 对泵气极限（各组虚线）和压气机特性曲线的影响

参考文献

1. Haider G (2003) Die mechanische Aufladung, 6. Aufl. Eigenverlag, Wien
2. Dornhöfer R, Hatz W, Eiser A, Böhme J, Adam S, Unselt F, Cerulla S, Zimmer M, Friedmann K, Uhl W (2006) Der neue R4 2,0l 4V TFSI-Motor im Audi S3. 11. Aufladetechnische Konferenz, Dresden. Tagungsband, S 411–431
3. Petermann H (1983) Einführung in die Strömungsmaschinen, 2. Aufl. Springer, Berlin
4. Lange KH (1979) Ein aufgeladener BMW-Sechszylinder-Ottomotor. MTZ 40(12):575–578
5. Mayer M (2003) Abgasturbolader. Die Bibliothek der Technik Bd. 103, 5. Aufl. Moderne Industrie, Landsberg
6. Bosch (2003) Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 25. Aufl. Vieweg, Wiesbaden
7. N N (2008) „TVS“, <http://www.eaton.com/eatonCom/ProductsServices/PerformanceProducts/Products/Superchargers/TVS/index.htm>, Zugriffen: 14. Juli 2008

第6章 发动机的压比 – 容积流量特性场

6.1 概述

为了能够评估压气机与发动机的匹配效果，常见的做法是将发动机视作压气机的使用者绘制在压气机特性场中，发动机的这一特性曲线称为呼吸曲线。

对于四冲程发动机，气缸的换气过程主要靠活塞的进气行程和排气行程来实现。如果存在气门重叠，那还包括一定量的扫气。在气门重叠期间，活塞处于上止点区域并且运动速度非常慢，以至于实际上不能产生进气和排气的作用。扫气发生的条件是存在正的扫气压力差，也就是说气缸进气门前的压力大于气缸排气门后的压力。对于四冲程自然吸气式发动机，正的扫气压力差主要靠在之前的排气阶段从气缸中排出的废气的抽吸，在排气门依然开启的情况下，对存留在缸内的气体施加作用力。这种气体动力学的吸气效果仅仅维持在很短的一段时间内，因此充其量只能使残余废气排出气缸，但不能使大量的新鲜充气流过气缸。与此相应地，自然吸气发动机选择比较小的气门重叠角（ $10^{\circ}\text{KW} \sim 60^{\circ}\text{KW}$ ， $^{\circ}\text{KW}$ 表示曲轴转角度数，KW 是德文曲轴的缩写），而高增压的大型柴油机则选择比较大的气门重叠角（ $60^{\circ}\text{KW} \sim 120^{\circ}\text{KW}$ ）。对后者而言，废气涡轮增压保证在较大的运行范围内存在正的扫气压力差，因而新鲜气体可以对气缸贯穿扫气。虽然扫气量比较大，但除了对废气扫气外，还起到了冷却构成燃烧室的相关零部件的作用。另外废气的温度也得到了限制，对于使用重油的发动机，这对避免排气门，特别是废气涡轮的热腐蚀是必需的。

四冲程发动机有超过一整圈的曲轴转动，或者说超过两个活塞行程用来换气，而二冲程发动机必须要在活塞处于下止点区域内很短的时间内完成换气。又因为活塞没有吸气和排气的效果，二冲程发动机换气过程只能依靠扫气来实现，这又是以正的扫气压力差为前提的。因此，对于非增压发动机，也需要扫气鼓风机。对于废气涡轮增压的二冲程发动机（低速大型柴油机），在全负荷和一些部分负荷区域只依靠涡轮增压器就能够提供所需的扫气压力差，在发动机起动过程和低负荷区域则需要附加的鼓风机，一般是电驱动的、切入或断开可调的辅助鼓风机，串联在涡轮

增压器的压气机后面，见 10.7 节。

当量扫气截面积 A_{eq} 近似地假设活塞在止点区域运动得如此之慢，以至于对气缸内工质几乎不产生吸气和排气的作用，那么在发动机稳态工况点下，扫气过程可以用稳定的质量流量 $\dot{m}_{L,spül}$ 通过不变的横截面积，也就是用当量扫气截面积 A_{eq} 和影响流量的一些时间上的平均值：气缸进气门前的压力 p_E 、温度 T_E 以及气缸排气门后的压力 p_A 来描述：

$$\dot{m}_{L,spül} = \mu \cdot A_{eq} \cdot p_E \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_E} \cdot \psi \left(\frac{p_A}{p_E} \right)} \quad (6.1)$$

这个扫气的替代模型的推导过程如下。

图 6.1 中 A_E 和 A_A 是随曲轴转角 φ 变化的气缸进气和排气配气截面积。

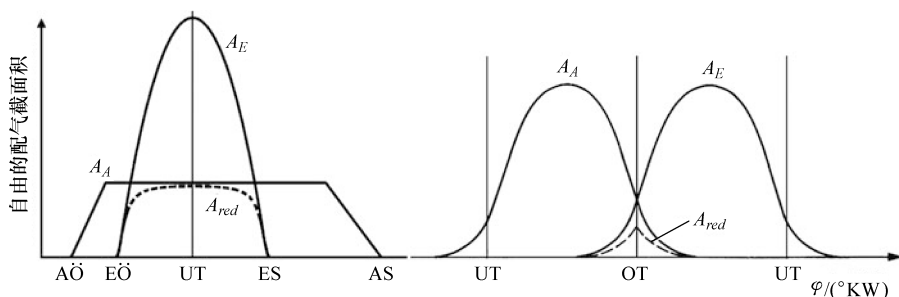


图 6.1 二冲程（横扫式）发动机（左）和四冲程发动机（右）配气相位图

AÖ—排气门开启 EÖ—进气门开启 UT—下止点 ES—进气门关闭 AS—排气门关闭 OT—上止点

在扫气期间，在时间点 φ 做以下简化假设：

- 流动介质为不可压缩，因此 $\dot{m} \sim \sqrt{\Delta p}$ 。
- 在截面 A_E 产生的动能在气缸中引起涡流。
- 所有三个所考察的截面积（ A_E 、 A_A 、 A_{red} ）的流量系数相同。

根据图 6.2，得出扫气质量流量：

$$\dot{m} \sim A_E(\varphi) \cdot \sqrt{p_E - p_Z} = A_A(\varphi) \cdot \sqrt{p_Z - p_A} = A_{red}(\varphi) \cdot \sqrt{p_E - p_A} = C \quad (6.2)$$

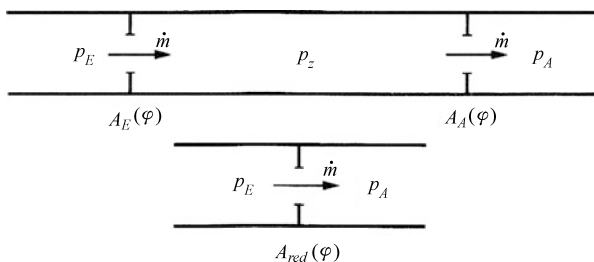


图 6.2 两个串联的截面积（ A_E 、 A_A ）由一个当量截面积 A_{red} 来替代

方程（6.2）可以分解为 3 个方程：

$$p_E - p_Z = \frac{C^2}{A_E^2} \quad (6.3)$$

$$p_Z - p_A = \frac{C^2}{A_A^2} \quad (6.4)$$

$$p_E - p_A = \frac{C^2}{A_{red}^2} \quad (6.5)$$

由方程 (6.3) 和方程 (6.4) 相加得出：

$$p_E - p_A = \frac{C^2}{A_E^2} + \frac{C^2}{A_A^2} \quad (6.6)$$

因为方程 (6.6) 左侧和方程 (6.5) 左侧相等，所以右侧也必然相等：

$$\frac{C^2}{A_{red}^2} = \frac{C^2}{A_E^2} + \frac{C^2}{A_A^2}$$

从而可以算出当量截面积 $A_{red}(\varphi)$ ；(见图 6.1)

$$A_{red}(\varphi) = \sqrt{\frac{A_E^2(\varphi) \cdot A_A^2(\varphi)}{A_E^2(\varphi) + A_A^2(\varphi)}} \quad (6.7)$$

根据这个在整个工作循环中只间歇性地打开一次的当量截面积 $A_{red}(\varphi)$ ，可以定义等值开度，即等效的扫气截面积 A_{eq} ，在整个工作循环中，这个 A_{eq} 是一直打开的，对 $A_{red}(\varphi)$ 积分，并除以相应的工作循环：

$$\text{对二冲程：} A_{eq} = \frac{\int A_{red}(\varphi) \cdot d\varphi}{360}$$

$$\text{对四冲程：} A_{eq} = \frac{\int A_{red}(\varphi) \cdot d\varphi}{720} \quad (6.8)$$

因此， A_{eq} 只与换气机构的几何尺寸以及随曲轴转角 φ 变化的开启面积 (图 6.1) 有关，而与发动机转速无关。

采用当量扫气截面积和流通系数 μ ，可以根据常规的流通方程 (6.1) 计算出扫气质量流量 $\dot{m}_{L,spül}$ ：

$$\psi\left(\frac{p_A}{p_E}\right) = \sqrt{\frac{k_E}{k_E - 1} \left[\left(\frac{p_A}{p_E}\right)^{\frac{2}{k_E}} - \left(\frac{p_A}{p_E}\right)^{\frac{k_E+1}{k_E}} \right]} \quad (6.9)$$

这里介绍的模型，即通过使用当量扫气截面积来计算发动机总流量中的扫气部分，只能用来定性描述从压气机方面来看的使用者（发动机）的呼吸能力和帮助理解压气机特性场中发动机呼吸特性曲线的变化特征。

6.2 二冲程发动机

这里首先讨论二冲程发动机，因为它的换气过程只通过扫气来实现。以压气机的视角来看，它的呼吸能力可用连续的质量流量：

$$\dot{m} = \mu \cdot A_{eq} \cdot p_E \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_E}} \cdot \psi\left(\frac{p_A}{p_E}\right) \quad (6.10)$$

或者是与压气机入口状态 (p_1 、 T_1 、 ρ_1) 相关的体积流量:

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1} = m \cdot \frac{R \cdot T_1}{p_1} \quad (6.11)$$

$$\dot{V}_1 = \mu \cdot A_{eq} \cdot \frac{p_E}{p_1} \cdot \frac{T_1}{\sqrt{T_E}} \cdot \sqrt{2R} \cdot \psi \left(\frac{p_A}{p_E} \right) \quad (6.12)$$

来表征。

假设借助增压空气中冷器保证 $T_E = \text{常数}$, 并且 $p_E \approx p_2$, 当 $p_A = \text{常数}$ 时, 那么二冲程发动机的呼吸曲线是一条近似二次方的抛物线。这条线相当于图 6.3 中背压为 $p_A = p_1 = \text{常数}$ 时有效截面积为 $\mu \cdot A_{eq}$ 的节流阀的特性曲线。

另外, 从图 6.3 中也可以看出 T_E 的影响。然而, 比如当中冷器出现问题时, T_E 随着 p_E 的升高而升高, 呼吸曲线类似二次方抛物线的特性是不变的。

当气缸排气机构之后的压力 p_A 随着发动机负荷的增加而升高时, 比如特别是带有废气涡轮的发动机, 那么有效的扫气压力差将发生变化 (图 6.4)。随着发动机

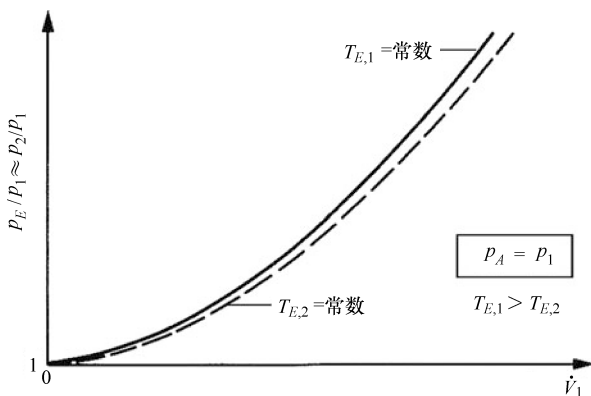


图 6.3 两个进气温度 T_E 下压气机特性场中的二冲程发动机的呼吸曲线

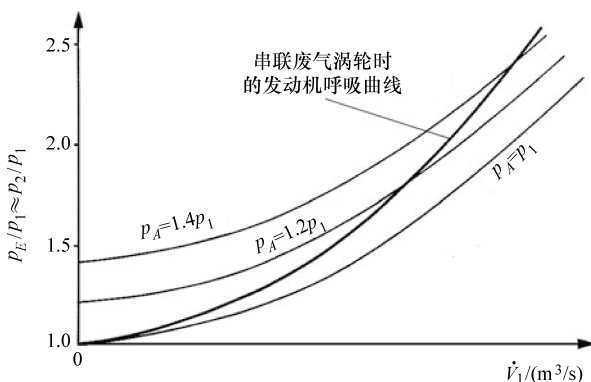


图 6.4 不同的排气背压 p_A 时二冲程发动机的呼吸曲线

后的背压的升高，发动机的呼吸曲线将朝着图 6.4 中那条粗的近似于抛物线的方向变化。

二冲程发动机的空气流量只与进气门前的空气状态 (p_E 、 T_E) 和背压 p_A 有关，而与发动机的转速无关，这一结论不适用于换气过程结束时残留在气缸中的空气量。对于同样的空气流量，随着转速的降低，空气消耗量增加，因为同样的空气量与更少的工作循环数有关。而更大的空气消耗首先只是意味着向气缸输送更多的空气量。其中残留在气缸中的空气量首先与增压空气状态 (p_E 、 T_E) 有关，通过空气的消耗只是在一定程度上影响扫气效果。

6.3 四冲程发动机

四冲程发动机的空气流量 $\dot{m}_L$ 由发动机吸入并留在气缸中的部分 $\dot{m}_{LZ}$ 和流过气缸的扫气部分 $\dot{m}_{L,spül}$ 组成。

$$\dot{m}_L = \dot{m}_{LZ} + \dot{m}_{L,spül} \quad (6.13)$$

$$\dot{m}_L = \lambda_l \cdot V_H \cdot \frac{p_E}{R \cdot T_E} \cdot \frac{n_M}{2} + \mu \cdot A_{eq} \cdot p_E \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_E}} \cdot \psi \left(\frac{p_A}{p_E} \right) \quad (6.14)$$

压气机进口前空气密度：

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1}$$

相应的体积流量 $\dot{V}_1$ 为

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}_L}{\rho_1} = \lambda_l \cdot V_H \cdot \frac{p_E}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_E} \cdot \frac{n_M}{2} + \mu \cdot A_{eq} \cdot \frac{p_E}{p_1} \cdot T_1 \cdot \sqrt{\frac{2R}{T_E}} \cdot \psi \left(\frac{p_A}{p_E} \right) \quad (6.15)$$

为直观起见，首先推导忽略气门重叠角的发动机的呼吸曲线。方程 (6.15) 右边相应简化为

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}_L}{\rho_1} = \lambda_l \cdot V_H \cdot \frac{p_E}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_E} \cdot \frac{n_M}{2} \quad (6.16)$$

在假设 $p_E \approx p_2$ 条件下，将方程 (6.16) 改写，提取 p_2/p_1 ：

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{2}{\lambda_l \cdot V_H} \cdot \frac{T_E}{T_1} \cdot \frac{1}{n_M} \cdot \dot{V}_1 \quad (6.17)$$

四冲程发动机的呼吸曲线描述了在压气机特性场 $p_2/p_1 = f(\dot{V}_1, n_M = \text{常数})$ 中，在发动机恒转速 n_M 时的发动机空气流量变化。

对于给定的发动机 ($V_H = \text{常数}$) 和确定的压气机进口状态 (p_1 、 T_1)，在 $n_M = \text{常数}$ 时，供气效率 λ_l 实际也是常数，因此，方程 (6.17) 简化为

$$\frac{p_2}{p_1} \sim T_E \cdot \dot{V}_1 \quad (6.18)$$

如果再认为进气温度 T_E 经过增压空气中冷后也是常数，那么有：

$$\frac{p_2}{p_1} \sim \dot{V}_1 \quad (6.19)$$

这意味着, 发动机的呼吸曲线在压气机特性场中是一条经过原点的直线, 如图 6.5 所示。根据方程 (6.17), 随着转速 n_M 的提高呼吸曲线的斜率减小。然而, 图 6.5 中的直线束只有在增压比 $p_2/p_1 \geq 1$ 的情况下才有实际意义, $p_2/p_1 = 1$ 对应的是自然吸气发动机。

如果考虑到随着增压比增大, 气缸进气温度 T_E 升高, 例如在没有增压空气中冷器的情况下, 则发动机的呼吸曲线如图 6.6 中的虚线所示。如果发动机存在气门重叠角, 可能出现扫气, 那么发动机的呼吸曲线如图 6.7 中的虚线所示, 这里的前提条件是, 排气侧的压力 p_A 与压气机进口压力 p_1 相等。

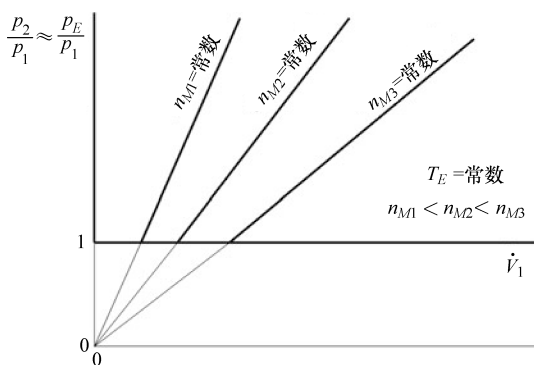


图 6.5 忽略气门重叠角的四冲程发动机的呼吸曲线 (示意)

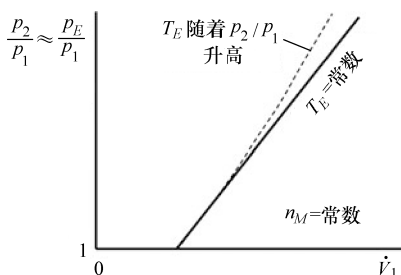


图 6.6 发动机进气温度 T_E 对四冲程发动机的呼吸曲线的影响

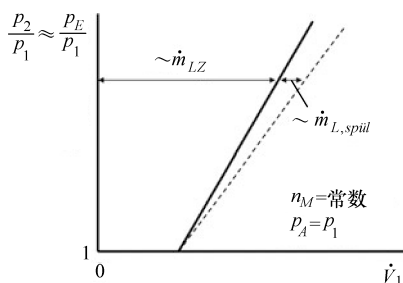


图 6.7 扫气对四冲程发动机的呼吸曲线的影响

第7章 增压器与发动机的协同工作

7.1 动态增压

7.1.1 相调谐的进气系统

除复合增压外（见 10.12 节），尽管相调谐的进气系统没有增压器，这里也要简短地介绍一下。因为实际上在所有的汽车发动机中都要计算进气系统的波动，这也就涉及与发动机的协同工作。通过周期性地开启发动机的进气机构，在进气系统中会产生波动，这些波动根据其频率和相位在某些确定的转速会提高充气效率，而在某些转速会降低充气效率。

不论是赛车发动机上开口端自由地悬在环境中的单管（图 7.3），还是在普通车用发动机上整合在一个小的容器上的单管，人们都会去考虑一个周期性的波动。可以进行简化并应用声波理论介绍其功能原理（图 7.1）。

在气缸进气前有一段长度为 L 的光滑管，其开口端与外界环境或者上面提到的容器相连接。在进气门即将开启（EÖ）时刻，认为进气管内的空气处于静止状态，与外界或者与容器（ p_0 , T_0 ）处于相同的热力学状态。

在进气行程中通过活塞向下运动，在气缸中产生一个低压（ $p_z < p_0$ ），因此，在进气门打开时产生一个吸气波（膨胀波）（ $p < p_0$ ），并以声速：

$$a_0 = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_0} \quad (7.1)$$

从进气门向管的开口端传播（阶段 I）。在管的开口端，这个吸气波以压力波的形式反射（阶段 II），这个压缩波现在也以声速 a_0 向进气门方向传播（阶段 III）。如果压力波在进气门关闭（ES）之前刚好到达进气门，由于 $p > p_0$ 和 $T \approx T_0$ 而有 $\rho > \rho_0$ ，因此充气效率得到提升。

波形在长度为 L 的进气管中来回传播的时间 Δt_{Lauf} 为

$$\Delta t_{Lauf} = \frac{2L}{a_0} \quad (7.2)$$

在给定转速 n_M 的情况下，可以转化为相应的曲轴转角 $\Delta \varphi_{Lauf}$ （°KW）：

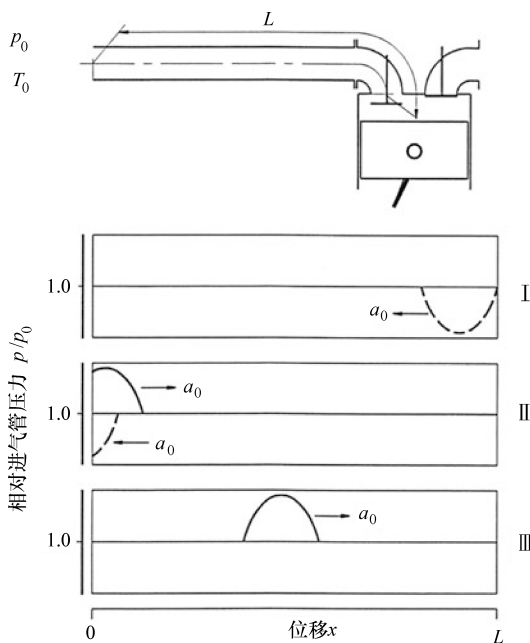


图 7.1 通过相调谐的进气管长度实现自然增压 (示意)

$$\Delta\varphi_{Lauf} = 6 \cdot n_M \cdot \Delta t_{Lauf} = \frac{12 \cdot n_M \cdot L}{a_0} \quad (7.3)$$

n_M 的单位为 r/min , L 的单位为 m , a_0 的单位为 m/s 。

为了实现这种自然增压的效果, $\Delta\varphi_{Lauf}$ 必须短于进气门开启持续期 $\Delta\varphi_{EV}$ 。如果认为给定发动机的 T_0 为常数, 因此 a_0 也为常数, 那么根据公式 (7.3) 中的进气管长度:

$$L \sim \frac{1}{n_M} \quad (7.4)$$

必须与发动机转速成反比, 从而才能在各个转速下都能获得特别高的充气效率。在大量自然吸气汽油机的所谓的可变进气管中利用了这种关系, 可变进气管即是通过一个挡板的开闭实现两个不同的进气管长度的切换。其中, 长管的长度由最大扭矩时的转速确定, 短管的长度则由额定转速来确定。这里的能量守恒是这样来显示的: 活塞的抽吸功转化为进气气柱的动能, 而后再转化为新鲜充量的压缩功 (图 7.2)。如果抽吸功可以无损耗地转化为压缩功, 那么面积 A 与面积 B 应该相等。

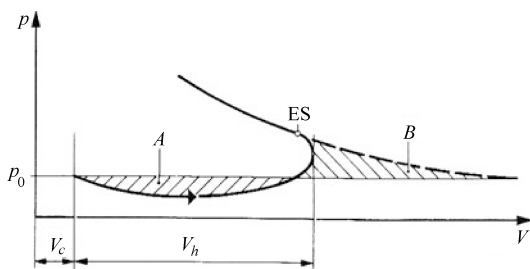


图 7.2 活塞的抽吸功 (A) 转化为压缩功 (B)

这种（自然）增压只有在以下条件下才能发挥最好的作用：管道没有一点弯曲，并且管道进口处有很好的圆角，因而没有出现节流，也不存在进气滤清器。这些前提条件在赛车用发动机^[1]上是满足要求的，其由于较高的转速和与优化的充气效率的要求相协调，在高速下采用短的进气管道（图 7.3）。

另外，通过较高的活塞平均速度会极大地激励进气波，也就是存在一个压力波，如果有必要的话，这个激励也同样可以通过进气门晚开（不考虑对燃油消耗率的负面影响）来实现。赛车用发动机进气管的确定通常要与已确定的排气管相协调。在排气门开启时，在排气管中传播的压力波将在开口端（或者在一个容器中）中反相反射，并以低压波的形式返回到气缸。管道的长度的确定必须保证这个低压波在排气门刚刚关闭（AS）之前到达气缸，也就是大概发动机转半圈之后。这一方面减少了排气推出功，另一方面残余废气从气缸中被吸出，从而增加了气缸内的新鲜充量。由于排气较高的声速，排气管设计的要比进气管长一些。

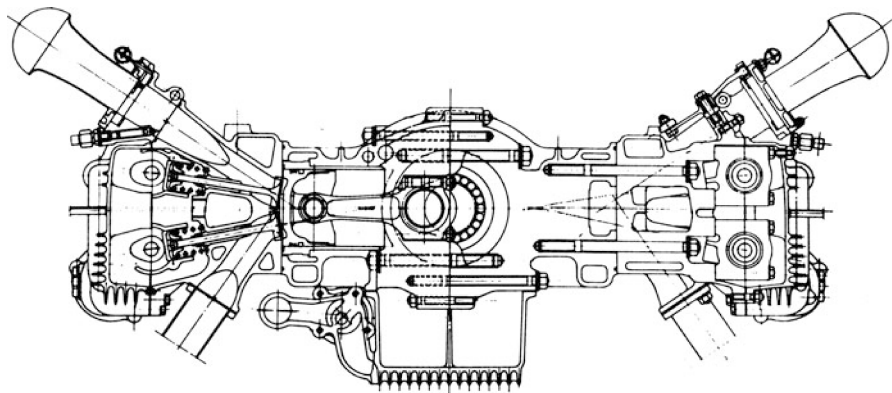


图 7.3 赛车发动机 Ferrari 312B 波动管增压，笔直的进气单管自由伸展在环境中

谐振增压与波动管增压有着本质不同，这里的谐振是由若干个波动整合而成。一组点火间隔相同的气缸通过较短的进气管与谐振腔相连，谐振腔又通过谐振管与大气或者与一个容器相连接（图 7.4）。

在谐振管中，空气质量与在谐振腔中被视为弹性体的空气体积共同组成一个波动系统。系统的自振频率可以由谐振管的长度和直径、谐振腔的体积以及声速计算出来^[2]，当三个气缸与谐振腔相连时，这个系统的作用效果最好。准确的计算还必须考虑到：管道中的空气质量

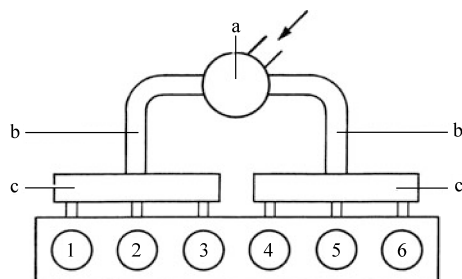


图 7.4 谐振增压示意图

1~6 气缸 a—容器 b—谐振管 c—谐振腔

具有弹性，并且在进气门开启状态下气缸的体积也会产生影响。对进气系统中这个过程的精确计算通常只有借助数值计算的方法，例如借助 1D 仿真软件才能实现，见 8.3.1 小节。

7.1.2 脉冲增压

如果在进气管中进气门之前安装一个可控制的、可快速切换的、被称作空气行程阀（LTV）的挡片阀（图 7.5），那么相调谐的进气管长度的影响作用会得到加强。这种被称为脉冲增压的工作方式将在下面进行介绍。

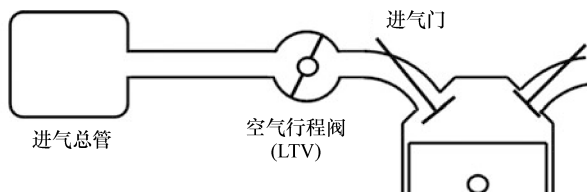


图 7.5 进气管中带空气行程阀的四冲程发动机（示意图）

在进气行程开始时，空气行程阀首先保持在关闭状态。随着活塞向下运动，在气缸中产生剧烈的真空。直到在进气行程相对较晚的时刻（大概下止点前 60°KW ）进气行程阀才通过电子控制装置（完全）打开。由于较大的压力降，新鲜空气以较高的速度涌入气缸，同时激励一个剧烈的吸气波，其向进气总管方向传播并在彼处（开口端！）以压力波反射回来，这个压力波能增加气缸中的新鲜气体充量。

在活塞顶部反射的压力波从气缸中回流之前，空气行程阀被关闭（在下止点），这记作为一次行程（图 7.6）。

通过在进气阶段流动的两次行程，气缸充量相比空气行程阀的一次行程将再次得到提高^[2]。

图 7.7 展示了一台典型的 2L 四缸发动机的特性曲线，图中对带脉冲增压的转矩变化和转矩增量与没有空气行程阀所能到达的情况进行了对比。

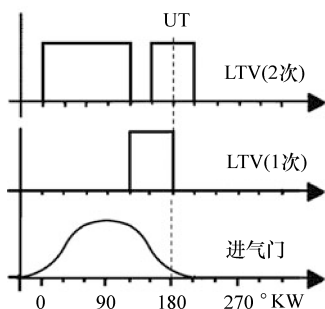


图 7.6 在一次行程和两次行程中的空气行程阀（LTV）的开启相位^[2]

脉冲增压除了主要用于自然吸气的汽油机之外，还作为辅助装置用于废气涡轮增压或者机械增压的乘用车发动机上，以改善低端转矩特性。空气行程阀还能够为配气相位固定的发动机的全可变排气正时提供一部分自由度。

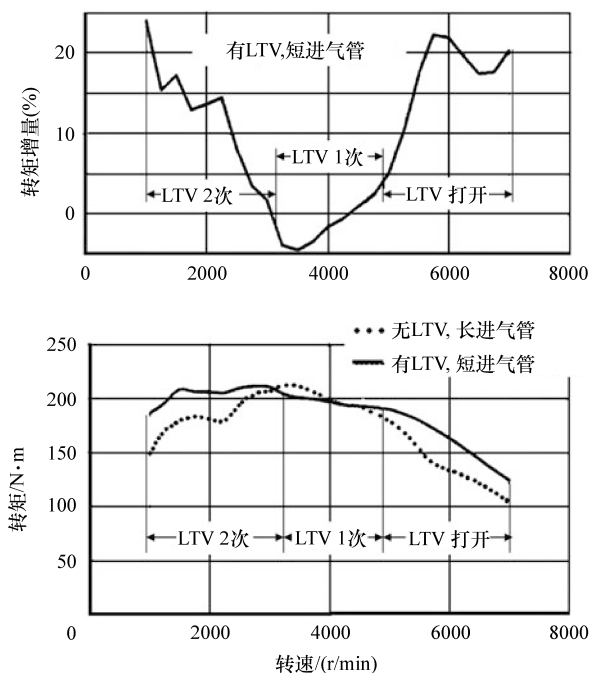


图 7.7 某 2L 四缸发动机脉冲增压带 LTV 与不带 LTV 的转矩变化（计算的）对比

7.2 机械增压

对于机械增压，压气机由发动机驱动。假设没有可换挡变速器或者无级变速器（CVT），发动机转速和增压器转速具有固定的速比。压气机特性场中的工况点是由速比确定的压气机特性曲线和发动机曲线（发动机呼吸曲线）的交叉点。

通常，某台给定的发动机的转速与用于增压的压气机转速之间的速比 $\bar{u}$ 是这样来确定的：在额定功率下达到所期望的增压比，所有其他的全负荷工况点根据发动机和压气机的特性（特性场）来确定。

7.2.1 带挤压式压气机的四冲程发动机

图 7.8 示意性地显示了某款带挤压式压气机的四冲程机械增压发动机的压气机特性场。

在最高转速 n_M 和相应的速比 $\bar{u}_1$ 下的压气机转速 n_{L1} 下，特性曲线的交点确定了发动机的相应的运行工况点。随着发动机转速的下降，每个相应的工况点连接起来形成了这个速比下的发动机运行曲线。通过增大或减小这个传动比 $\bar{u}$ ，发动机运行

曲线会朝着更高或者更低的增压压力方向移动。

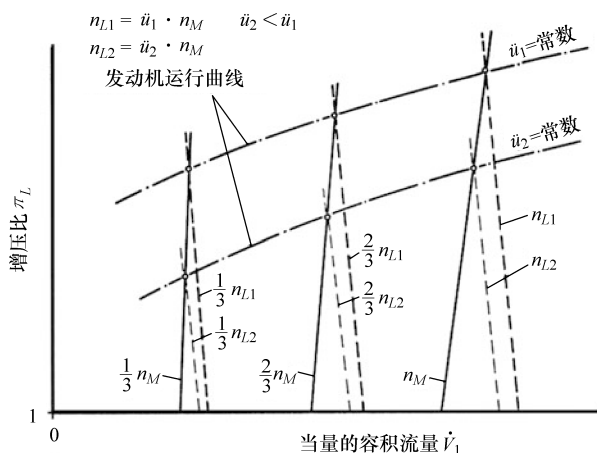


图 7.8 机械增压系统压气机特性场中四冲程发动机与挤压式压气机的匹配

随着发动机转速的降低，增压压力也沿着发动机运行曲线降低。然而，只是就降低的程度而言，对于车用发动机，在低转速区域，发动机仍要能达到足够高的转矩。图 7.9 表示的是某款机械增压的乘用车发动机在增压空气中冷器之前和之后的发动机运行曲线^[3]。

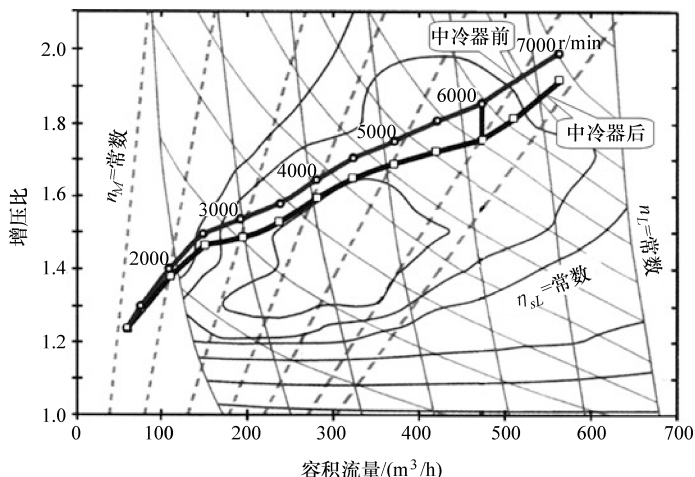


图 7.9 带挤压式压气机的机械增压四冲程汽油机（MINI Cooper S）中冷器前后的发动机全负荷运行曲线（来自 [3]）

增压压力调节 对于配置挤气式压气机的机械增压四冲程汽油机，图 7.8 和图 7.9 中发动机运行曲线分别呈现出了全负荷下的增压压力变化过程。由于汽油机是量调节，当从某一确定的转速 n_M 下的全负荷工况点向更低的负荷变化时，增压压

力也总是要降低。对于柴油机，仅仅是出于对燃烧考虑，在部分负荷时不降低增压压力，因为这样一来，随着负荷降低，空燃比会总是变大，这有助于燃烧效率的提高。然而，由于机械增压的压气机功是从发动机的机械能（高品质能）中提取的，因此，柴油机的增压压力随着负荷的下降也会减小。

对所有挤气式压气机都适用的增压压力调节方法是：从压气机出口将一部分已经压缩的工质通过旁通管道送回到压气机进口处。旁通流量的大小通过一个旁通阀来调节。图 7.10 显示了配有挤气式压气机的机械增压汽油机在压比 - 容积流量特性场中压气机定转速 n_L 的特性曲线以及一簇通过坐标原点的发动机呼吸曲线，节气门开度作为这簇线束的参数。

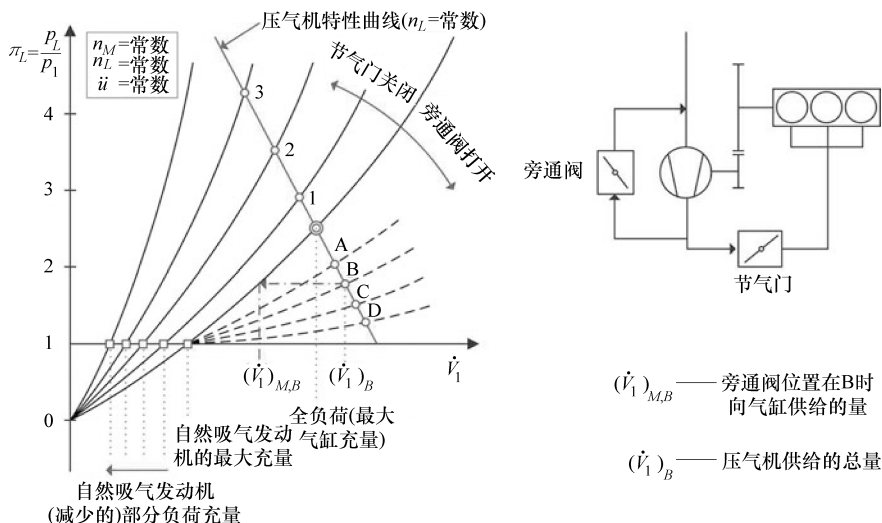


图 7.10 某配备挤气式压气机的机械增压汽油机，通过压气机旁通阀调节增压压力

压气机特性曲线与节气门全开时的发动机呼吸曲线的交叉点是全负荷工况点（用双圆圈表示），同时旁通阀是完全关闭的。为了减少相对于全负荷而言的部分负荷时气缸的充量，对于汽油机来说，基本上可以相应地关小节气门。那么，压气机运行工况点则沿着特性曲线向点 1、点 2、点 3 的方向移动。因此，压气机的流量 $\dot{V}_1$ 减少，气缸充量实际上也相应地减少。这样做的缺点是：压气机之后，或者说节气门之前的压力会极大地增加，因而发动机必须要提供更多的压气机驱动功率，尽管负载是减小了，但是对发动机的效率而言，产生了负面的影响。因此，有利的做法是：从全负荷工况点出发，为了降低发动机的负载，先只将旁通阀开大；压气机运行工况点 A ~ 点 D 表示旁通阀开度逐渐增加，虚线表示的一簇线束表示在不同旁通阀开度下的整个使用者（发动机 + 旁通）的呼吸曲线。

例如，当旁通阀一直打开到压气机的运行工况点为点 B 时，压气机输送的（当量的）体积流量为 $(\dot{V}_1)_B$ 。对应于节气门全开时的呼吸曲线，发动机此时只吸

对应的压气机特性曲线在给定的轴向上向左移动。如果以这种方式把节气门继续调小而到达运行工况点 C，那么增压压力 p_L （压气机之后）与进气压力 p_1 （节气门之前）完全相同。运行工况点 C 所对应的空气状态相当于自然吸气发动机节气门全开时（自然吸气 - 全负荷）进气门前的气体状态。如果还要降低发动机负荷，节气门开度还将继续减小，相应地到达运行工况点 D，那么不仅压气机进口处压力 (p_{vL})，而且压气机出口处压力 (p_L) 都低于外界压力 p_1 。

在这里，这种压力控制方法出现了问题，即压气机中的低压会使来自压气机轴承的润滑油进入到增压空气中，这会使压气机受到污染并增强了汽油机的爆燃倾向，因为相比汽油燃料，润滑油更容易点燃，是爆燃友好型的“燃料”。

在废气涡轮增压汽油机中，也需要避免压气机中的低压现象，这就是为什么当今的增压发动机通常将节气门布置在压气机下游的原因。

7.2.2 带流动式压气机的四冲程发动机

图 7.12 显示了传动比不变的机械驱动的流动式压气机与四冲程发动机的协同工作情况。

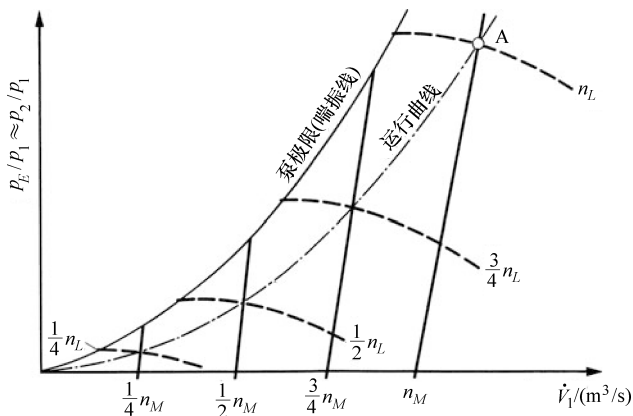


图 7.12 （无节流）四冲程机械增压发动机与径流式压气机的协同工作

从图中可以看出，增压压力从额定功率点 A 出发，下降得要比挤压式压气机（见图 7.8）剧烈得多，这个可以通过流动式压气机的转速与压比的关系来理解。

发动机转矩 M_M 与发动机转速 n_M 的关系可以从以下几种运行方式和相应的运行特性来区分（图 7.13）：

发电机运行工况： $n_M = \text{常数}$ ； $M_M = \text{可变}$

例如发电机驱动

螺旋桨运行工况： $M_M \sim n_M^2$

例如船舶和飞机的固定式螺旋桨驱动

汽车运行工况： $n_M = \text{可变}$ ； $M_M = \text{可变}$

例如道路车辆或者机车驱动

发动机负荷除了通过转矩 M_M 以外还可以通过平均有效压力 p_e 来表示，两者成比例关系；对于四冲程发动机有：

$$M_M = \frac{V_H}{4\pi} \cdot p_e$$

因为机械增压时，在发电机的运行工况（ $n_M = \text{常数}$ ）中，只存在一个与负荷无关的压气机运行工况点（图 7.13 中点 A），从特征来看，挤压式和这种流动式压气机对于这种运行方式而言都同样适合。具体选择哪一种要基于生产成本、能够达到的压力和效率来考虑。

至于螺旋桨运行工况，则必须要确认，随着机械增压发动机转速的降低，流动式压气机的增压压力下降要比挤压

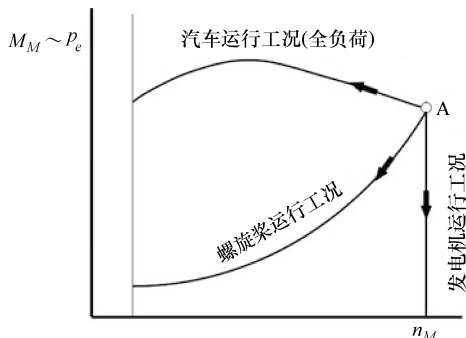


图 7.13 发动机运行特性

式压气机剧烈得多。这并不是缺点，因为由于随着转速下降，平均有效压力也急剧下降，如果增压压力在全负荷下足够高的话，那么在部分负荷时总是能够达到的。在这种情况下，增压压力的急剧下降反倒是所希望看到的，因为不必要的高压需要发动机提供更大的驱动功率，从而对燃油消耗率产生负面的影响。因此，对于机械增压，在螺旋桨运行工况下，流动式压气机比挤压式压气机更合适。

对于汽车运行工况，从额定功率运行工况点（图 7.13 点 A）出发，随着转速的下降，转矩首先有可能得到提升，从而在更低的转速下期望获得高的转矩（低端转矩），以便汽车能够有足够高的加速度。对此，在一个发动机与压气机之间的固定传动比下，在所有状况下，流动式压气机不能适合，而挤压式压气机能更加适合。由于其较高的效率，如果采用一个可变速比的变速器（例如 CVT 变速器）来实现的话，在机械增压时使用流动式压气机也是可能的^[4]。图 7.14 显示了针对这样一个增压系统的发动机全负荷运行曲线。

7.2.3 二冲程发动机

由于与四冲程发动机不同，二冲程发动机只有唯一一条与发动机转速无关的呼吸曲线—节流特性曲线，由于发动机的流动阻力可以认为是截面不变的开口产生的阻力，采用挤压式压气机或采用流动式压气机机械增压发动机的发动机运行曲线没有本质上的区别，见图 7.15。

挤压式压气机的压气机特性曲线较陡，空气流量 $\dot{V}_1$ 基本上与转速成比例关系，压气机特性曲线将近似于二次抛物线的发动机呼吸曲线切开。相应地，与发动机呼

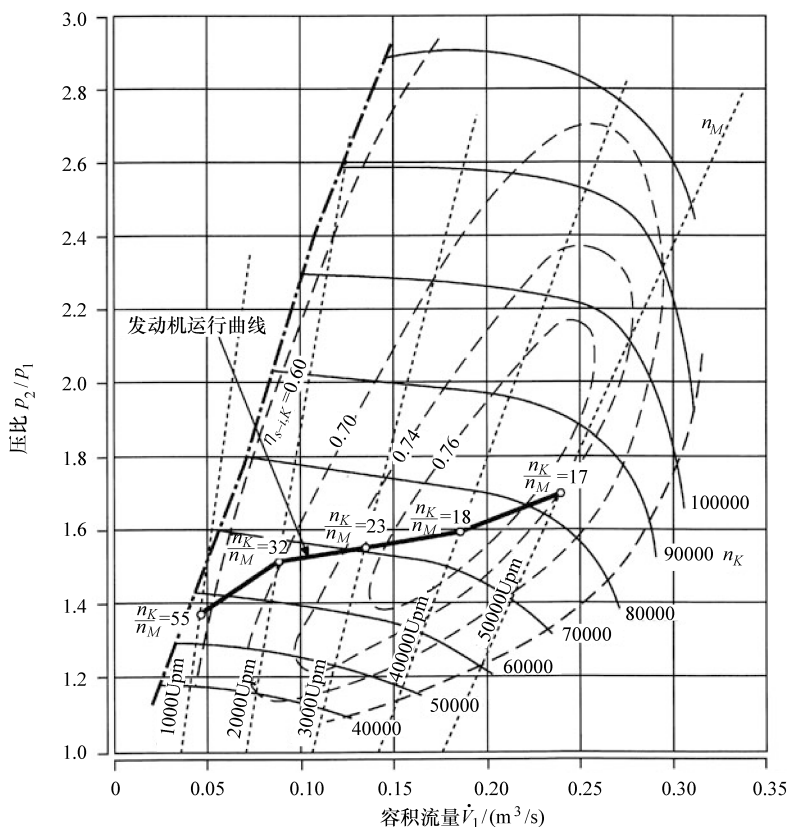


图 7.14 采用流动式压气机和借助于 ZF - Variomat 可变速比驱动压气机的机械增压四冲程
发动机在压气机特性场中发动机运行曲线 (全负荷)
 n_K —压气机转速 (=压缩机 见 [5])

吸曲线相交的点的压比 p_2/p_1 值随转速的二次方上升。由于流动式压气机的压比大概随转速二次方上升, 那么在发动机呼吸曲线上对应于某一转速的发动机运行工况点的位置, 挤压式压气机和流动式压气机之间并没有明显区别。这也适应于与图 7.15 相关的假设, 即气缸排气门后的压力 (p_A) 与压气机之前的压力 (p_1) 相等。

如果 (气缸后面的) 背压 (p_A) 改变, 由于发动机呼吸曲线的位置完全不同, 挤压式压气机和流动式压气机的表现也不同, 这对于用附加并联机械驱动的活塞泵 (=挤压式压气机) 供气的废气涡轮增压发动机而言具有重要意义。

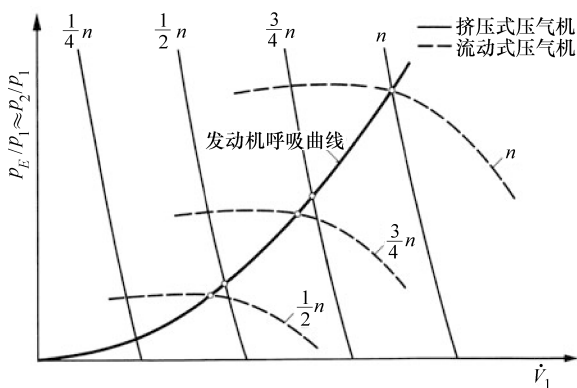


图 7.15 机械增压二冲程发动机压气机特性场中挤压式和流动式压气机运行工况比较 (示意)

7.3 废气涡轮增压

7.3.1 废气涡轮增压发动机与机械增压发动机在运行特性上的差异

涡轮增压器的转速和增压压力不是与发动机转速直接对应的,而是与从涡轮机输入的废气功率有关系。由发动机提供的废气功率通常随着发动机有效功率的增加而增加。因此,在发动机转速和增压器转速之间存在一个热力学耦合,而不是像机械增压那样的机械耦合。

(1) 四冲程发动机 图 7.16 所示的是不同的运行方式时发动机运行曲线:

1) 发电机运行工况 ($n_M = \text{常数}$)

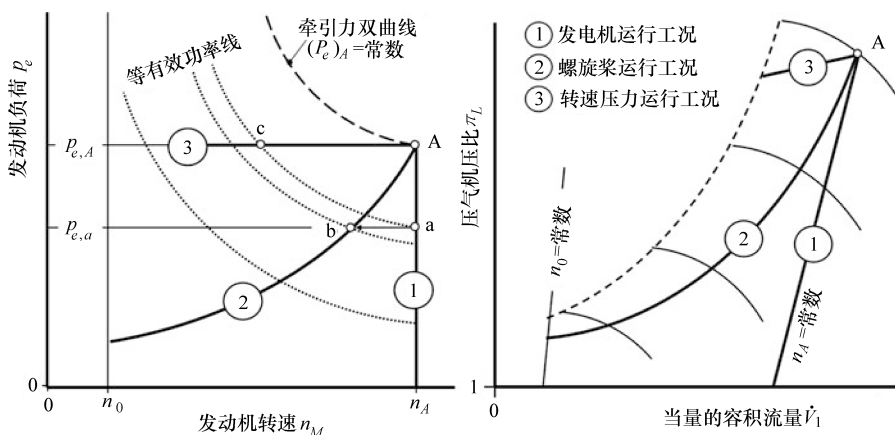


图 7.16 随着发动机功率的减小,在发动机特性场(左)和压气机特性场(右)中的发动机运行曲线示意图,采用不调节的废气涡轮增压器的四冲程柴油机

2) 螺旋桨运行工况 ($p_e \sim n_M^2$)。

3) 转速压力运行工况 ($p_e = \text{常数}$)。

随功率减小而变化的情况。左图为发动机特性场，右图为压气机特性场，设计工况点 A 也就是发动机额定功率点。

在发动机特性场中也绘制了发动机等有效功率 P_e 线，其由于：

$$p_e \sim P_e \cdot \frac{1}{n_M} \quad (7.5)$$

是一簇双曲线，与发动机额定功率（运行工况点 A）对应的等功率线 P_e 称为牵引力双曲线。如果一车用发动机以与牵引力曲线相同的全负荷转矩线运行，那么驱动汽车则不再需要变速器。

对于接下来的阐述，重要的是要确定，在发动机特性场中所有位于牵引力双曲线之下的运行工况点，也就是在实际发动机中除了额定功率点（A）外的所有运行工况点，都具有较小的发动机有效功率 P_e ，并且因此所提供的废气功率比额定功率工况点的废气功率要小。随着向涡轮机输送的废气功率减小，涡轮增压器的转速和增压压力也减小。假设对于任何一种燃烧方式，空燃比都不允许低于某个最小值，那么随着增压压力的下降，发动机负荷 (p_e) 只能在一定条件下保持恒定。

选择额定功率点作为发动机，尤其是增压器设计工况点，也适用于中速四冲程柴油机的设计，这类中速四冲程柴油机不仅用于船舶驱动，也用作发电机的驱动。

对于发电机运行工况，压气机特性场中的运行工况点都位于发动机转速为 n_A 所对应的呼吸曲线上。随着发动机负荷 (p_e) 下降，发动机（有效）功率与之成比例地下降，因而提供给废气涡轮机的废气功率也成比例地下降。然而，下降的增压压力却仍然能够保证空燃比 λ_v 与设计点的空燃比基本相同。

对于螺旋桨运行工况，假设 p_e 下降（运行工况点 b）得与发电机运行工况（运行工况点 a）一样多，那么为了满足同样的空燃比要求，增压压力也必须相同。这里的螺旋桨运行工况的增压压力要比发电机运行工况下降得更为剧烈，因为运行工况点 b 的发动机功率和相应的废气功率要比运行工况点 a 要小。尽管如此，如果在设计工况点（A）选择了足够大的空燃比，船舶发动机还是可以沿螺旋桨特性曲线运行。随着螺旋桨功率降低，而在一定程度上降低空燃比是可以接受的，因为随着发动机负荷的降低，热负荷也降低了。

转速压力运行工况是指：发动机负荷 p_e 不变时发动机转速下降。在以转速压力运行时，由于 $p_e = \text{常数}$ 如果仍要 $\lambda_v = \text{常数}$ ，这并不能得到满足，因为随着发动机转速下降，发动机功率和废气功率都降低，因此增压压力也下降，虽然降低得不像螺旋桨运行那样多。此外，在压气机特性场中发动机运行曲线较快地到达喘振极限。

这种以涡轮增压器与发动机额定功率点相匹配作为涡轮增压器的设计策略，只能非常有限地保证发动机负荷随着转速的下降而保持恒定。因此，通过这种设计策

略不可能实现车用发动机所要求的特点,也就是说,从额定功率运行工况点出发,随着转速下降发动机的全负荷转矩首先增加。关于如何能够满足汽车发动机的这一要求,详细的内容见9.2节和9.3节。

(2) 二冲程发动机 对于废气涡轮增压的二冲程发动机,随着发动机功率的增加,由于流量增加,气缸后的背压或者说废气涡轮机之前的压力会增加,发动机运行线要比机械增压更陡(图7.17),可以采用近似的方式来确定,即由发动机当量扫气截面积 A_{eq} 和涡轮机替代截面积 A_{Teq} 可以确定一个替代的截面积 A_{eq2} :

$$A_{eq2} = \sqrt{\frac{A_{eq}^2 \cdot A_{Teq}^2}{A_{eq}^2 + A_{Teq}^2}} \quad (7.6)$$

发动机的流量流过这一面积,驱动这一流动的压差为 $p_E - p_{nT}$ (p_E 是气缸进气门前的压力, p_{nT} 是涡轮机之后的压力)。因为这里忽略了其他次要的影响因素,只存在一条发动机运行曲线。因而所有可能的运行工况点(发电机运行工况,螺旋桨运行工况以及转速压力运行工况)都位于这条线上。

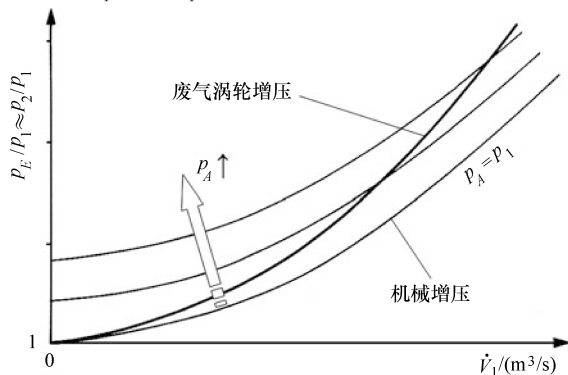


图 7.17 在增压压力 - 流量图中的二冲程发动机运行曲线

图 7.17 显示的是采用废气涡轮增压时发动机运行曲线以及采用机械增压 ($p_A = p_1$) 时发动机运行曲线的对比。

然而,例如 50% 发电机功率工况点和 50% 螺旋桨功率工况点在发动机运行曲线上为两个不同的工况点。

7.3.2 废气涡轮增压的基本方程

发动机稳态工况下,压气机吸收的功率 P_L 和涡轮机提供的功率 P_T 处于平衡状态:

$$P_L = P_T \quad (7.7)$$

由于压气机的叶轮和涡轮机的涡轮安装在一个共同的轴上,因此一起被称之为涡轮增压器转子,两种流体机械的转速为涡轮增压器转速 n_{TL} 。

压气机功率:

$$P_L = \dot{m}_L \cdot \Delta h_{sL} \cdot \frac{1}{\eta_{sL} \cdot \eta_{mL}} \quad (7.8)$$

压气机的等熵焓差:

$$\Delta h_{sL} = c_{pL} \cdot T_{1t} \cdot \left[\left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right] \quad (7.9)$$

类似地，有涡轮机功率：

$$P_T = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{sT} \cdot \eta_{sT} \cdot \eta_{mT} \quad (7.10)$$

$$\Delta h_{sT} = c_{pT} \cdot T_{3t} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]^\ominus \quad (7.11)$$

应用公式 (7.8) ~ 公式 (7.11)，公式 (7.7) 可以写成如下形式：

$$\dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot T_{1t} \cdot \left[\left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right] = \eta_{sL} \cdot \eta_{mL} \cdot \eta_{mT} \cdot \eta_{sT} \cdot \dot{m}_T \cdot c_{pT} \cdot T_{3t} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right] \quad (7.12)$$

公式 (7.12) 中的所有效率乘积可以写成总的涡轮增压器效率 η_{TL} ：

$$\eta_{TL} = \eta_{sL} \cdot \eta_{mL} \cdot \eta_{mT} \cdot \eta_{sT} \quad (7.13)$$

由于涡轮机和压气机共轴，相应的机械损失可以概括成机械效率 η_{mTL} ：

$$\eta_{mTL} = \eta_{mL} \cdot \eta_{mT} \quad (7.14)$$

实际中，涡轮增压器总的机械损失还要考虑等熵涡轮机效率 η_{sT} ，因此，这个涡轮机的效率 η_L 为

$$\eta_T = \eta_{sT} \cdot \eta_{mTL} \quad (7.15)$$

涡轮增压器的效率 η_{TL} 可以写成：

$$\eta_{TL} = \eta_{sL} \cdot \eta_T \quad (7.16)$$

根据压气机压比 $\pi_L = p_{2t} / p_{1t}$ ，解方程 (7.12)，得到所谓的：

涡轮增压器基本方程 I.

$$\pi_L = \frac{p_{2t}}{p_{1t}} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_L} \cdot \frac{c_{pT}}{c_{pL}} \cdot \frac{T_{3t}}{T_{1t}} \cdot \eta_{TL} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right] \right\}^{\frac{\kappa_L}{\kappa_L - 1}} \quad (7.17)$$

这个公式的含义是：对于给定的发动机，在给定的进气状态 (T_1 、 p_1 和 $p_4 \approx p_1$) 和给定的质量流量比 $\dot{m}_T / \dot{m}_L$ 情况下，在涡轮机进口状态 (p_{3t} 、 T_{3t}) 给定时，涡轮增压器的效率 η_{TL} 越高，压气机的总压比 (p_{2t} / p_{1t}) 则越高。

这个关系也可以这样来解释：为了达到所期望的压气机压比 p_{2t} / p_{1t} ，涡轮增压器的效率 η_{TL} 越高，对 p_{3t} 和 T_{3t} 要求的值越低。更低的排气背压 p_3 减少了所需要的发动机排气功，这有助于发动机效率的提高，也有利于减少有效油耗率。

涡轮增压器的效率 η_{TL} 对一个涡轮增压器而言并不是恒定值，一般来讲它是随着增压发动机的运行工况点的变化而变化。就发动机而言，涡轮增压器的效率如同燃油消耗率或者空燃比一样，是一个重要的发动机运行参数。

⊖ 原著中公式 (7.11) 有误，作者做了更改，即在公式右侧乘 T_{3t} 。

公式 (7.17) 可以转化成涡轮增压器效率的定义式:

$$\eta_{TL} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_T} \cdot \frac{c_{pL}}{c_{pT}} \cdot \frac{T_{1t}}{T_{3t}} \cdot \frac{\left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}}\right)^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}} - 1}{1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}}\right)^{\frac{\kappa_T-1}{\kappa_T}}} \quad (7.18)$$

图 7.18 以图形的方式展示了涡轮增压器基本方程 I., 如 $p_{2t}/p_{1t} = 2.5$ 可以是商用车柴油机的例子, $p_{2t}/p_{1t} = 1.5$ 作为乘用车柴油机的例子。在这两种情况下, 进气温度均为 $T_1 = 20^\circ\text{C}$, 质量流量比 $\dot{m}_T/\dot{m}_L = 1.045$, 相应的总的空气比为 $\lambda = 1.53$ 。

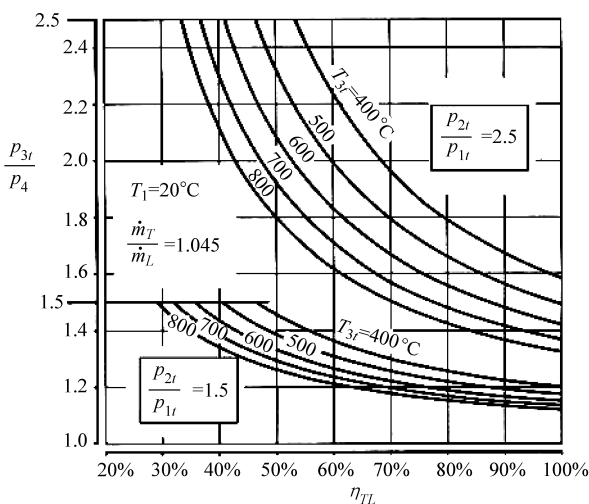


图 7.18 确定增压压比 $p_{2t}/p_{1t} = 2.5$ 和 1.5 下增压器效率 η_{TL} 与轮机进口状态 (p_{3t} , T_{3t}) 之间的关系

对于涡轮增压器效率 $\eta_{TL} = 100\%$ 的理想情况, 即图 4.2 中相应的“废气涡轮增压”情况, 为了在轮机进口温度 $T_{3t} = 500^\circ\text{C}$ 时达到增压压比 $p_{2t}/p_{1t} = 2.5$, 要求轮机压比 $p_{3t}/p_4 = 1.5$ 。如果 $T_{3t} = 800^\circ\text{C}$, 那么轮机压比 $p_{3t}/p_4 = 1.33$ 就足够了, 在这两种情况下意味着较大的扫气压力差。当 $T_{3t} = 500^\circ\text{C}$ 时, 涡轮增压器效率降低到 46.4% 或者 $T_{3t} = 800^\circ\text{C}$ 时涡轮增压器的效率降低到 33.6% 时, 扫气压力差为零 ($p_3 = p_{2t}$)。

对这个问题的另外一种解释是: 在涡轮增压器效率为 $\eta_{TL} = 40\%$ 时, 轮机进口温度 T_{3t} 最低为多少才能实现压比 $p_{2t}/p_{1t} = 1.5$, 而正好没有回流 ($p_{3t} = p_2$), 答案是 $T_{3t} = 500^\circ\text{C}$ 。

增压效率公式 (7.18) 也是确定所谓的增压效率 η_{TLK} 的方程式, 其增压效率对

所有利用废气能量的增压系统来说应该都是适用的。这里增压系统被视为一个黑箱，废气 ($\dot{m}_T$) 以 p_{3t} 、 T_{3t} 的状态导入，压力逐渐膨胀到背压 p_4 。在另一边，空气 ($\dot{m}_L$) 以 p_{1t} 、 T_{1t} 状态进入并被压缩到增压压力 p_{2t} 。这个黑箱除了适用于一级废气涡轮增压器以外，还适用于：

- 两级涡轮增压装置，也可能带有中冷器（见 10.6.1 小节）或者
- 气波增压器（COMPRES），见 11.4 节。

涡轮增压器基本方程 II。此公式描述的是在给定轮机进口状态 (p_{3t} 、 T_{3t}) 和轮机背压 p_4 的情况下轮机的呼吸能力（流量）。将轮机用一个替代截面积为 A_T 的喷嘴替代，并引入轮机流量系数 μ_T ，得到有效的轮机截面积：

$$A_{Teff} = A_T \cdot \mu_T$$

通过轮机的质量流量可以用 Saint - Venant 流通方程 (7.19) 来计算：

$$\dot{m}_T = \mu_T \cdot A_T \cdot p_{3t} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{3t}}} \cdot \Psi_T \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right) \quad (7.19)$$

流通因子 Ψ_T 除了与废气的物性参数 κ_T 有关外，只与轮机压比 p_{3t}/p_4 有关。

$$\Psi_T = \sqrt{\frac{k_T}{k_T - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{2}{k_T}} - \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{k_T+1}{k_T}} \right]} \quad (7.20)$$

尤其是对车用发动机的涡轮增压器来说，采用轮机压比 $\pi_T = p_{3t}/p_4$ 来表示当量质量流量：

$$\dot{m}_{Tred} = \frac{\dot{m}_T \cdot \sqrt{T_{3t}}}{p_{3t}} = A_{Teff} \cdot \sqrt{\frac{2}{R}} \cdot \Psi \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right) \quad (7.21)$$

以此方式来表示轮机的呼吸能力较为普遍，如果将 A_{Teff} 近似地看作常数，则公式 (7.21) 与图 7.19 相对应。

临界压比为

$$\left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)_{krit} = \left(\frac{2}{k_T + 1} \right)^{\frac{k_T}{k_T - 1}} \quad (7.22)$$

对 $\kappa_T = 1.33$ 的废气来说，临界压比为 $p_{3t}/p_4 \approx 1.85$ 。在 $A_{Teff} =$ 常数的假设条件下，达到这一压比后函数 $\dot{m}_{Tred}$ (p_{3t}/p_4) 沿水平趋势变化。然而，实际的轮机流量为

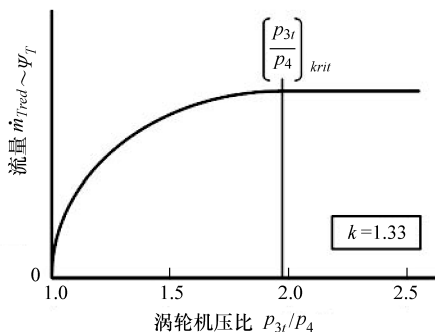


图 7.19 轮机当量质量流量 $\dot{m}_{Tred}$ 在 $A_{Teff} =$ 常数时随轮机压比 p_{3t}/p_4 的变化关系

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{Tred} \cdot \frac{p_{3t}}{\sqrt{T_{3t}}}$$

会在 $p_{3t}/p_4 > (p_{3t}/p_4)_{krit}$ 之后继续上升，因为 p_{3t} 比 $\sqrt{T_{3t}}$ 增加得更快，另外，有效涡轮截面积通常也随轮机压比的增加而增加。

7.3.3 有效涡轮机截面积的计算

有效涡轮机截面积 A_{Teff} 不是一个常数，而是除了与涡轮机几何形状有关外，还与涡轮机进口状态(p_{3t} , T_{3t})、涡轮机背压 p_4 以及涡轮增压器转速有关。如同利用增压器试验台获取涡轮机特性场，这一截面的经验公式基于求解 A_{Teff} 的公式(7.19)来确定：

$$A_{Teff} = \frac{\dot{m}_T}{p_{3t}} \cdot \sqrt{\frac{R \cdot T_{3t}}{2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{k_T}{k_T - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{2}{k_T}} - \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{k_T + 1}{k_T}} \right]}} \quad (7.23)$$

相应地，对于每个涡轮机运行工况点都要测量以下参数： $\dot{m}_T$ 、 p_{3t} 、 T_{3t} 和 p_4 。

如果没有试验结果用来确定 A_{Teff} ，或者涡轮机只有结构草图，但是用这个涡轮机作为零部件应该可以完成发动机工作过程的模拟计算（换气过程计算），在多数情况下，可以采用以下途径进行足够准确的计算。

图 7.20 示意性地表示出了轴流式涡轮机导轮和叶轮的叶栅的展开情况，图 7.21 为径流式涡轮机的相应的情况。在两张图中，D 代表喷嘴，也表示导轮，R 代表叶轮。

对于轴流式涡轮机，叶轮的进、出口的圆周速度 u 相同，都是以叶片高度一半处（中间值）的直径来计算的。对于径流式涡轮机，叶轮的进、出口的圆周速度是不同的，在进口处以直径 D_1 计算，在出口处以中间值计算（见图 7.21）：

$$D_2 = \frac{D_{2a} + D_{2i}}{2}$$

结合叶片数 z ，叶片高度 h ，平均通道宽度 $\bar{a}$ 和流量系数 μ ，可以得出导轮有效截面积 A_{Deff} ：

$$A_{Deff} = z_D \cdot h_D \cdot \bar{a}_D \cdot \mu_D$$

和叶轮有效截面积 A_{Reff} ：

$$A_{Reff} = z_R \cdot h_R \cdot \bar{a}_R \cdot \mu_R$$

A_{Deff} 和 A_{Reff} 在下文中只用 A_D 和 A_R 来表示。

通过涡轮机的质量流量 $\dot{m}_T$ 可以依据图 7.20 和图 7.21 中的关系写成如下形式：

$$\dot{m}_T = A_D \cdot \rho_{sp} \cdot c_{2D} = A_R \cdot \rho_4 \cdot w_{2R} = A_{Teff} \cdot c_0 \quad (7.24)$$

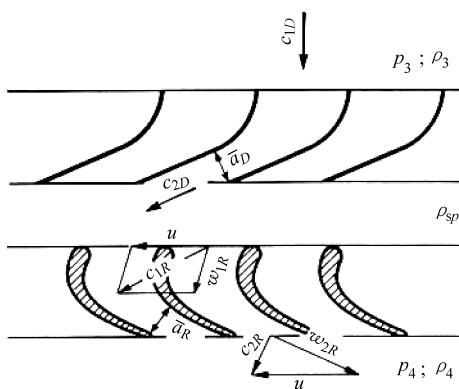


图 7.20 轴流式涡轮机导轮和叶轮的叶栅以及速度三角形

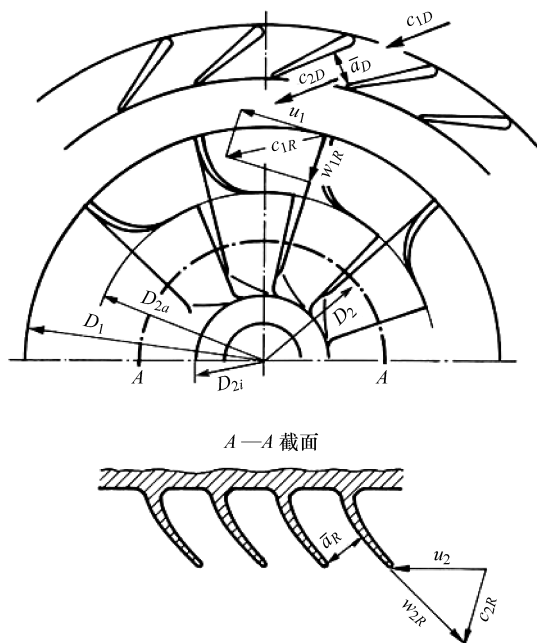


图 7.21 径流式涡轮机导轮和叶轮的叶栅以及速度三角形

式中, ρ_{sp} 是导轮出口处未知的密度; ρ_4 是叶轮之后的密度; c_0 是根据涡轮机的等熵总焓降 Δh_{sT} 计算的理论速度, $c_0 = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{sT}}$; A_{Teff} 是所求的有效涡轮机截面积。

涡轮机的等熵总焓降 Δh_{sT} 由各个导轮部分 (Δh_D) 和叶轮部分 (Δh_R) 所组成。对于径流式涡轮机, 一般情况下有:

$$\begin{aligned}\Delta h_D &= \frac{1}{2} \cdot (c_{2D}^2 - c_{1D}^2) \\ \Delta h_R &= \frac{1}{2} \cdot (w_{2R}^2 - w_{1R}^2 + u_1^2 - u_2^2) \\ \Delta h_{sT} &= \frac{1}{2} \cdot c_0^2 = \Delta h_D + \Delta h_R\end{aligned}\quad (7.25)$$

根据公式 (7.25) 并借助公式 (7.24), 得出:

$$c_0^2 = \left(\frac{\dot{m}_T}{A_D \cdot \rho_{sp}} \right)^2 - c_{1D}^2 + \left(\frac{\dot{m}_T}{A_R \cdot \rho_4} \right)^2 - w_{1R}^2 + u_1^2 - u_2^2 \quad (7.26)$$

引入:

$$\varepsilon_D = \frac{c_{1D}^2}{c_0^2}$$

和

$$\varepsilon_R = \frac{w_{1R}^2}{c_0^2}$$

可以将公式 (7.26) 改写成:

$$c_0^2 = \left(\frac{\dot{m}_T}{\rho_4} \right)^2 \cdot \left[\left(\frac{\rho_4}{A_D \cdot \rho_{sp}} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_R} \right)^2 \right] - c_0^2 \left[\varepsilon_D + \varepsilon_R - \left(\frac{u_1}{c_0} \right)^2 + \left(\frac{u_2}{c_0} \right)^2 \right]$$

进一步转换为

$$c_0^2 \cdot \left[1 + \varepsilon_D + \varepsilon_R - \left(\frac{u_1}{c_0} \right)^2 + \left(\frac{u_2}{c_0} \right)^2 \right] = \left(\frac{\dot{m}_T}{\rho_4} \right)^2 \cdot \left[\frac{1}{\left(A_D \cdot \frac{\rho_{sp}}{\rho_4} \right)^2} + \frac{1}{A_R^2} \right] \quad (7.27)$$

公式 (7.27) 左侧括号中的内容用 k_3^2 代替:

$$k_3^2 = 1 + \varepsilon_D + \varepsilon_R - \left(\frac{u_1}{c_0} \right)^2 + \left(\frac{u_2}{c_0} \right)^2 \quad (7.28)$$

结合公式 (7.24), 公式 (7.27) 转换为

$$c_0^2 = \left(\frac{\dot{m}_T}{\rho_4} \right)^2 \cdot \frac{1}{A_{Teff}} = \left(\frac{\dot{m}_T}{\rho_4} \right)^2 \cdot \frac{\left(\frac{1}{A_D \cdot \rho_{sp}/\rho_4} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_R} \right)^2}{k_3^2}$$

并最终得到:

$$A_{Teff} = k_3 \sqrt{\frac{(A_D \cdot A_R)^2}{(A_R \cdot \rho_4/\rho_{sp})^2 + A_D^2}} \quad (7.29)$$

(1) 轴流式涡轮机 对于轴流式涡轮机, 有 $u_2 = u_1$, k_3^2 可以简化为

$$k_3^2 = 1 + \varepsilon_D + \varepsilon_R$$

图 7.22 为按照公式 (7.29) 导出的有效涡轮机截面积与叶轮截面积的比 $A_{Teff}/k_3 \cdot A_R$ 在不同的密度比 ρ_4/ρ_{sp} 下随导轮截面积与叶轮截面积之比 A_D/A_R 的变化关系。

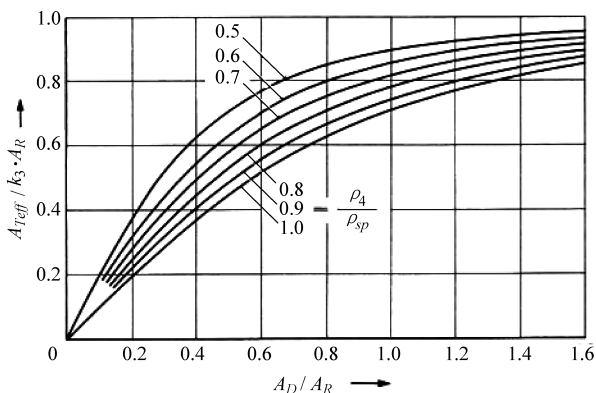


图 7.22 轴流式涡轮机替代截面积 A_{Teff} 的计算图

密度比 ρ_4/ρ_{sp} 与压比 $\pi_T = p_{3t}/p_4$ 、等熵涡轮机效率 η_{sT} 和反应度 r 有关 (见图 7.23):

$$r = \frac{\Delta h_D}{\Delta h_{sT}} \quad (7.30)$$

废气涡轮机的反应度一般来说处在 $0.50 \leq r \leq 0.55$ 范围内，小的偏差对确定 A_{Teff} 的影响非常小。

图 7.22 和图 7.23 中的 $\eta_{sT} = 0.85$ ， $r = 0.5$ 单独汇总到在图 7.24 中。

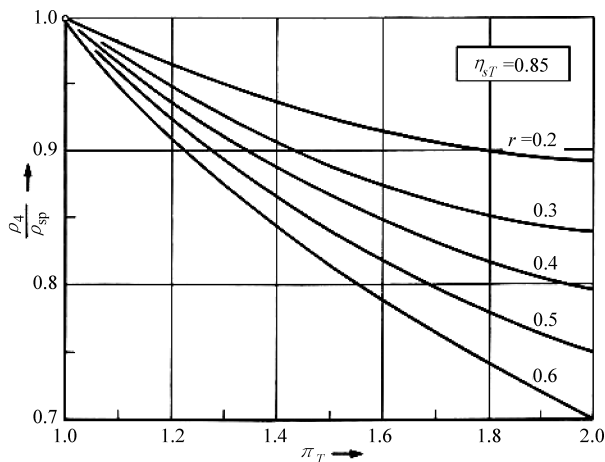


图 7.23 轴流式涡轮机叶轮后的密度 ρ_4 与叶轮前的密度 ρ_{sp} 之比作为涡轮机压比 π_T 和反应度 r 的函数， $\eta_{sT} = 0.85$

如果对图 7.22 和图 7.24 中所采用的导轮和叶轮的（有效）截面积 A_D 和 A_R 大多都应用已知的几何截面积，那么公式（7.28）中定义的 k_3 将用系数 k'_3 来替代。通过对轴流式涡轮机在非常宽的涡轮机压比范围内的测量发现， k'_3 只是在 1.03 ~ 1.04 之间波动。因此，对实际运算可以放心地将 $k'_3 = 1.035$ 设置为常数。

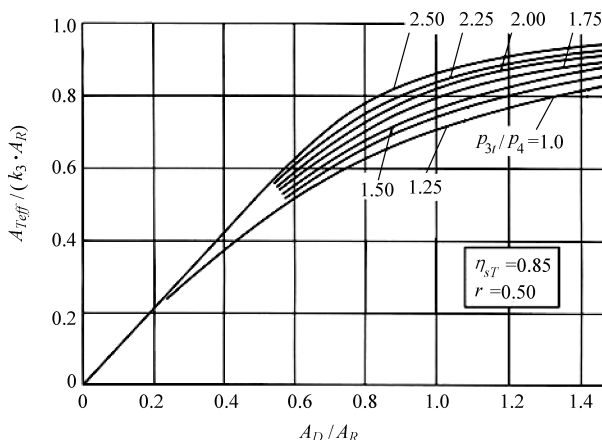


图 7.24 轴流式涡轮机有效截面积作为导轮和叶轮截面积以及涡轮机压比的函数， $r = 0.5$ ， $\eta_{sT} = 0.85$

由图 7.24 可知, 对于具体的 (轴流式) 涡轮机, $A_D/A_R = \text{常数}$, 有效涡轮机截面积随着涡轮机压比 p_{3t}/p_4 增加而增加。图 7.24 所反映的关系可以用下面简化的近似公式来计算:

$$A_{Teff} = TK \cdot \left(\frac{p_{3t}}{p_4} \right)^{0.204} = TK \cdot \pi_T^{0.204} \quad (7.31)$$

涡轮机常数 TK 的计算如下:

$$TK = 0.1035 \cdot k_1 \cdot A_D$$

其中

$$\lg k_1 = 0.85 \cdot (A_D/A_R)^{0.28}$$

几何截面 A_D 和 A_R 采用相同的单位, 例如 cm^2 , 也适用于 TK 和 A_{Teff} 计算。

从图 7.25 对公式 (7.31) 图形化地描述可以清楚看出, 有效涡轮机截面积随着涡轮机压比增加的增长情况。

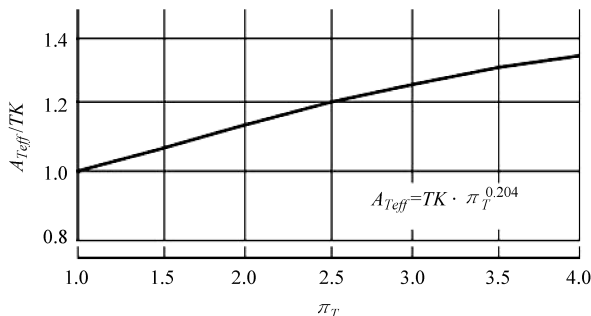


图 7.25 根据公式 (7.31), 轴流式涡轮机有效截面积 A_{Teff} 随着涡轮机压比 π_T 的增加而增加的情况

(2) 径流式涡轮机 对于径流式涡轮机, 原则上有效截面积也可以基于公式 (7.23) ~ 公式 (7.28) 推导出来, 这里不再赘述。

在图 7.26 中汇总了单流道径流式涡轮机的主要参数。初选螺旋壳体时, 舌口区域螺旋壳体的横截面 A_s 是影响可以达到的涡轮机功率的一个决定性参数。描述螺旋截面变化的参数为沿着理论螺旋中心线 (图 7.26 中点画线) 的 A/R , 从 A_s 开始, 随着螺旋角 δ 的变化而变化。 A 是某个确定的螺旋角 δ 和相应半径距离 R (从转子轴线到螺旋中心线的距离) 下的螺旋截面积。 A/R 因此也是反映螺旋壳体流通能力的一个参数。

比值 A/R 必须与径流式涡轮机的平衡状态结合在一起考虑。所谓平衡状态是指确定叶轮的轮廓以达到期望的流量范围。它与比例 A/R 共同描述在轮径 D_1 (图 7.27) 恒定时涡轮机的呼吸能力。平衡状态 T 定义为

$$T = (D_2/D_1)^2 \cdot 100 \quad (7.32)$$

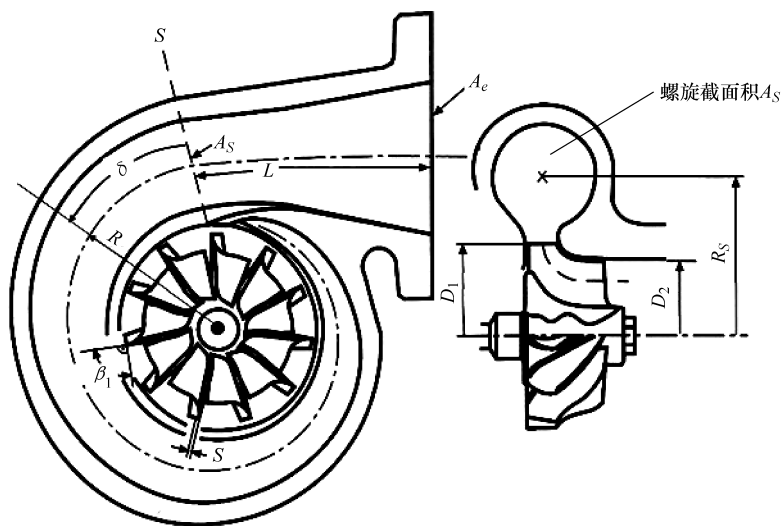


图 7.26 单流道径流式涡轮机的主要参数

L —进气通道长度 A_e —进口截面 β_1 —叶轮进入角 S —叶片厚度

D_1 和 D_2 见图 7.27。

重要提示：径流式涡轮机大多是设计为分开式的螺旋壳体（图 7.28）。

这种情况下，由于入流壳体中复杂的流动关系，涡轮机不能简单地只通过一个与涡轮机压比有关的替代截面积来表示。在通常没有导轮的径流式增压器壳体中，分流 1 和分流 2 并不是严格的相互分开的，而是与两个分流之间的压

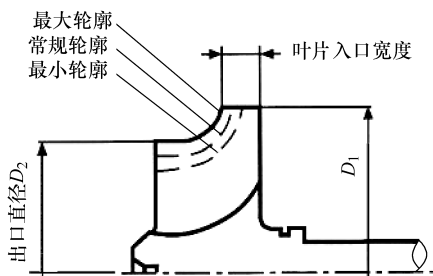


图 7.27 径流式涡轮机叶轮轮廓的平衡状态

比，即所谓的分流压比有关，两个分流在相互影响。图 7.29 依据参考文献 [6] 描述了质量流的分配以及每个分支的等熵流通截面积 A_s 与分流压比 p_{TE1}/p_{TE2} 的关系。

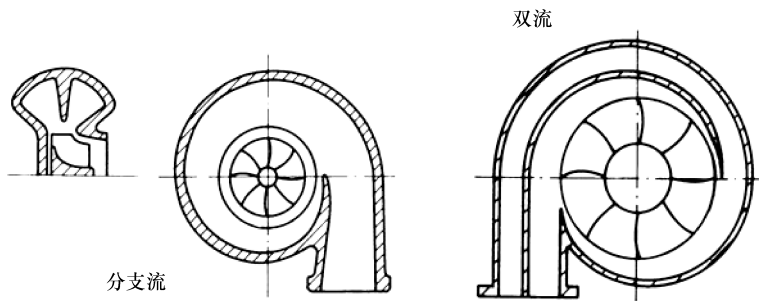


图 7.28 径流式涡轮机的入流壳体

以一个分支流 - 螺旋壳体 (Zw) 计算实例来进一步解释图 7.29 的含义。

在涡轮机背压 p_4 相同的情况下, 如果分流 1 的涡轮机进口压力 (p_{TE1}) 是分流 2 涡轮机进口压力 (p_{TE2}) 的 1.2 倍, 则 $p_{TE1}/p_{TE2} = 1.2$, 因此, 分流 1 的等熵涡轮机替代截面积 $A_{S1} = 5\text{cm}^2$, 分流 2 的等熵涡轮机替代截面积 $A_{S1} = 2.4\text{cm}^2$ 。如果反过来, $p_{TE2} = 1.2 p_{TE1}$, 即 $p_{TE1}/p_{TE2} = 0.83$, 则有 $A_{S1} = 3.2\text{cm}^2$ 和 $A_{S2} = 4.3\text{cm}^2$ 。在两种情况下都有 $A_T = A_{S1} + A_{S2}$, 等熵涡轮机总截面积相同, $A_S \approx 7.5\text{cm}^2$ 。

7.3.4 脉动的涡轮机进气冲击的影响

对于理想的恒压增压, 涡轮机前的压力和温度是恒定的, 而与之不同的是在实际中, 涡轮机前的压力和温度或多或少是脉动变化的, 这个脉动会导致一方面在测量这些参数的平均值时存在系统误差, 另一方面在应用这些测量的平均值来计算涡轮机的流量、功率和效率时也存在系统误差。其原因在于流动过程的非线性化, 其对测量的影响和对计算的影响是不同的, 必须严格地区分开来。

压力和温度测量时的误差 如果压力传感器不是直接安装在排气管上, 而是通过一个较长的导管与排气管相连, 如果压力上升比下降更快 (脉冲增压中常见的情况), 那么传感器的平均值比排气管的压力低。其原因并不是管道的泄漏, 而是传感器与测量仪器之间管道的流动阻力不是与流动速度呈线性关系, 而是基本上以二次方的关系增长。这就导致了在压力快速增加时导管中的气柱的加速度要比压力缓慢减少时的减速度来得小。因此, 虽然在传感器上也总是存在脉动压力, 但是其平均值低于测量点的实际值, 至于是由惯性的还是由无惯性的传感器测量压力, 并不重要。误差虽然不大, 差不多在几到几十毫巴范围内, 然而还是要求压力传感器安装位置尽可能靠近测量点。

废气温度测量误差与测量仪的惯性无关。在各种情况下测量的温度都有一个时间平均值, 其比计算需要的能量平均值要小。其原因是, 排气过程中较高的质量流量下存在的高温相比于排气门关闭时的低温被低估了。当在排气歧管 (靠近排气

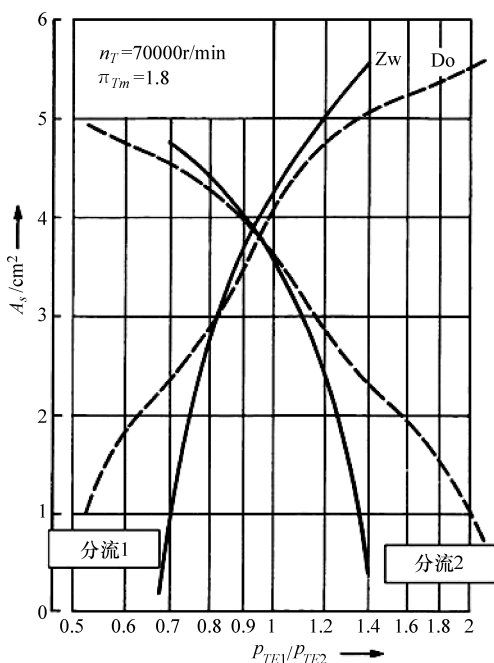


图 7.29 在螺旋壳体入口处分流 1 和分流 2 的等熵流通截面积与分流压比 p_{TE1}/p_{TE2} 的关系, 分支流 (Zw) 和双流 (Do) 壳体, 涡轮机转速 $n_T = 70000\text{r/min}$, 平均涡轮机压比 $\pi_{Tm} = 1.8$

门后) 中测量时, 在进排气门叠开期间扫过的空气在工作循环 2/3 的时间内都滞留在那里, 误差也就变得非常显而易见了。因此, 在该处测量的平均温度比涡轮机前的温度最高会低 100K 左右, 而涡轮机前的流动已经很均匀了, 涡轮机前连接的气缸越多, 测量的平均温度越“准确”。

如果不考虑压力和温度测量中的系统误差, 在两种情况下, 在分析评估时会给出看起来很虚高的涡轮机效率。

平均值计算时的偏差 下面将研究, 涡轮机在脉动的压力下质量流量和功率的平均值是否和如何偏离恒定 (平均) 压力下相应的值。这里应该假设, 脉动的周期性持续期比涡轮机的流动持续期要长, 这样以准稳态的考虑方式是合理的。

首先近似地将涡轮机以一个恒定的截面的喷嘴来替代, 不可压缩流体流过此喷嘴。图 7.30 显示了压力差和质量流量的抛物线形的关系, 就是所谓的涡轮机呼吸曲线。

在恒定的 (平均) 压力 $\bar{p}_3$ 时质量流量为 $\dot{m}$ 。如果压力在此平均值上下波动, 那么波动的质量流量的平均值 $\bar{\dot{m}}$ 则位于呼吸曲线的重心上, 由于呼吸曲线向右侧弯曲, 所以总是位于呼吸曲线之下。

另外, 质量流量系数定义为

$$\alpha = \bar{\dot{m}} / \dot{m} \leq 1$$

虽然与压力波动的形式和大小有关, 但在准稳态的分析中与频率无关。

在矩形的压力变化过程中, 其重心位于呼吸曲线上两点连接而成的那条弦上。在图 7.30 的轴流式涡轮机压力变化过程中, 一半时间内压力 $p_{3\max}$ 较高, 另一半时间内压力 $p_{3\min}$ 较低, 得到:

$$\alpha = \frac{1}{2 \cdot \sqrt{\bar{p}_3 - p_4}} \cdot (\sqrt{p_{3\max} - p_4} + \sqrt{p_{3\min} - p_4})$$

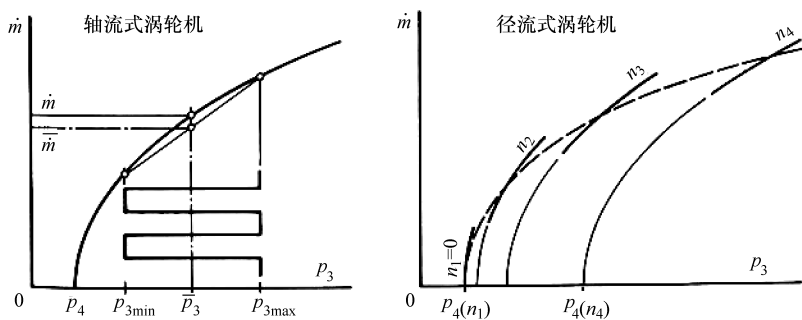


图 7.30 轴流式涡轮机和径流式涡轮机的呼吸曲线, 脉动冲击和转速的影响

一个数例:

当 $\bar{p}_3 = 3.5 \text{ bar}$, $p_4 = 1 \text{ bar}$, $p_{3\max} = 5 \text{ bar}$ 和 $p_{3\min} = 2 \text{ bar}$ 时, 得到 $\alpha = 0.95$ 。

将上面的公式依次展开, 得到四边的、均匀的压力变化曲线, 通常还有相对的压力幅度:

$$A = \frac{1}{2} \cdot \frac{p_{3\max} - p_{3\min}}{p_3 - p_4},$$

$$\alpha = 1 - \frac{1}{8}A^2 - \frac{15}{384}A^4 \dots (\text{四边形})$$

对于正弦曲线形的压力脉动, 可以得到^[7]:

$$\alpha = 1 - \frac{1}{16}A^2 - \frac{15}{1024}A^4 \dots (\text{正弦})$$

对于三角形的压力脉动, 有:

$$\alpha = 1 - \frac{1}{24}A^2 - \frac{3}{384}A^4 \dots (\text{三角形})$$

如所预料的, 质量流量系数总是小于1。偏差随着相对压力幅度 A 的二次方增长而增长, 压力变化曲线越“饱满”, α 的值就越接近1。

如果考虑到流过涡轮机的气体实际上是可压缩的, 并且它的温度是可变的, 那么 α 的值就不一样了, 但是影响相对而言是很小的^[8]。

对于质量流量, 可以总结起来说, 在脉动压力下的平均值小于恒压下的平均值。在脉动压力下所明显减小的有效涡轮截面积的系数为 α 。因此, 脉冲增压的效应可以理解作为一种可变的涡轮结构形式, 尤其是在低功率区域的小的平均压差下, 但在较高压力波动下起作用。在高功率区域, 涡轮机前的压力不再在每个排气过程后都降低到涡轮机后的压力, 这种效果消失。另外, 在涡轮机压比较大时, 导叶处的流动可能是超临界的, 因此, 质量流量随压力的增大成线性增加, 呼吸曲线的重心就落在呼吸曲线上。

图 7.31 和图 7.32 显示的是二气缸脉冲和三气缸脉冲所测量的压力变化曲线。图 7.33 中, 所测量的质量流量系数 α 是相对压力幅度 A 的函数。同样在图中显示的是正弦形 (下面一条线) 和三角形 (上面一条线) 压力脉冲的计算曲线, 实际上所有的测量值都位于两条线之间。

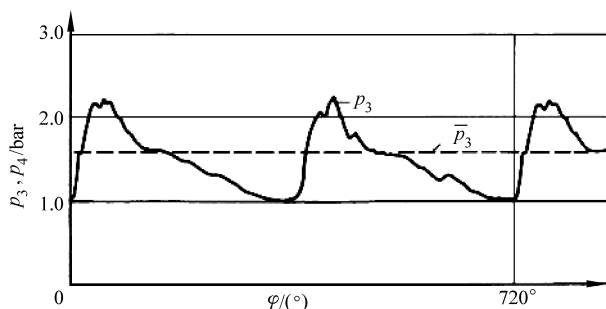


图 7.31 每个排气分流连接两个气缸 (二气缸脉冲) 的废气压力变化曲线示例

径流式涡轮机在采用这种考虑方式时要注意, 背压 p_4 可能并不等于涡轮机后的压力, 而是对应于在给定的转速 n 下质量流量 $\dot{m}$ 刚好为零时的压力。涡轮机呼吸曲线基本上随着转速的增加要向右偏移, 如图 7.30 右侧所示。

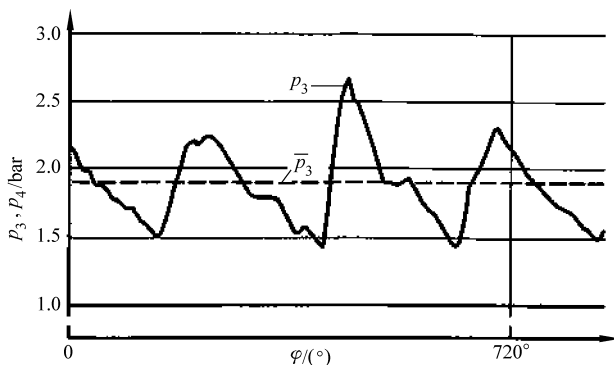


图 7.32 每个排气分流连接三个气缸（三气缸脉冲）的废气压力变化曲线示例

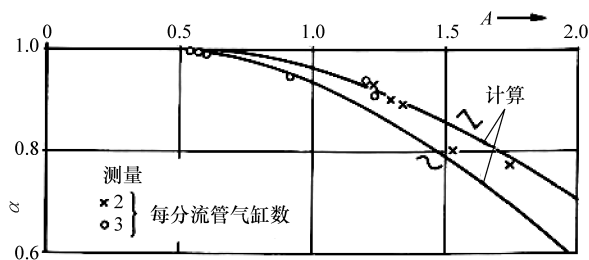


图 7.33 涡轮机脉动冲击时 α 的测量值和计算值随相对压力幅度 A 的变化情况

对于确定的涡轮机转速 n_T , 实际的和当量的涡轮机质量流量（流通特性曲线）正好等于零时, 涡轮机压比 π_{T0} 可以从公式 (7.25) 中获得。当相应的速度 C_{1D} 、 C_{2D} 、 w_{1R} 和 w_{2R} 都为零, 那么涡轮机的等熵焓差为

$$\Delta h_{sT} = \frac{1}{2} \cdot (u_1^2 - u_2^2) \quad (7.33)$$

它只受圆周速度下降的影响。它也可以表示为

$$\Delta h_{sT} = c_{pT} \cdot T_{3t} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right] \quad (7.34)$$

结合

$$\pi_{T0} = \frac{p_{3t}}{p_4}$$

和

$$u_1 = D_1 \cdot \pi \cdot n_T$$

$$u_2 = D_2 \cdot \pi \cdot n_T$$

式中, n_T 为涡轮机实际转速。现在可以计算出流量曲线为零时的涡轮机压比:

$$\pi_{T0} = \left[1 - \frac{\pi^2 \cdot n_T^2}{2 \cdot c_{pT} \cdot T_{3t}} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \right]^{\frac{k_T}{1-k_T}} \quad (7.35)$$

公式 (7.35) 也适用于轴流式涡轮机, 此时 $D_1 = D_2$, 并且 $u_1 = u_2$, 对所有涡轮机转速, 涡轮机的压比 $\pi_{T0} = 1$ 。

对于径流式涡轮机, 涡轮机的替代截面积 A_{Teff} 与转速有关, 它随着转速的降低而减小, 这导致在涡轮机前剧烈的壅塞, 并且增压压力随着发动机功率的增加而快速上升。反之, 随着发动机功率减少而迅速下降。

如果涡轮机的压力差波动, 那么除了质量流量波动外, 能量供给和瞬间由涡轮机输出的功率也会产生波动。能量流 $\dot{E}$ 作为压力差的函数定量地显示在图 7.34 中。这条曲线为质量流量 (与压力差的平方根成正比) 和压力差的乘积, 因此, 这条曲线大约是指数为 3/2 的抛物线。如果压力波动, 平均的能量流量 $\bar{\dot{E}}$ 位于弯曲线段的加权重心上, 也就是在各种情况下都位于曲线的上方 (图 7.34 左图)。平均的能量供给因此总是大于在同样大小、但是恒定的 (平均) 压力差下的能量供给 $\dot{E}(p_3)$, 尽管质量流量甚至以因子 α 减小了。把能量供给折算到同样的质量流量, 可以定义一个能量系数 β , 在波动压力的情况下总是大于 1^[8]。向涡轮机提供的能量流并不能直接与其输出的功率相提并论。

输出功率的瞬时值在实际的涡轮机恒定转速下由转矩给出, 通过能量流量与涡轮机效率的乘积得到功率。以准稳态流动 (相对缓慢的压力波动) 方式来进行分析时, 效率的平均值也总是小于恒定 (平均) 压力下的值。这可以从涡轮机效率作为压力差的函数而获得 (图 7.34 中图)。这个函数在恒定的涡轮机转速下表现为一条向下开口的曲线。当压力差波动时, 那么效率也会波动。其平均值位于弯曲线段的加权重心上, 也就是位于恒定 (平均) 压力时的值之下。在波动压力下, 效率的平均值总是小于恒定 (平均) 压力差下的值。

更为简单的是, 研究压力波动对涡轮机转矩的影响。可以看出, 在给定的转速下, 转矩随着压力差增大实际上呈线性增加^[7]。由此得出, 因为线段的重心位于不弯曲的那条线上 (图 7.34 右图), 所以在波动压力下的平均转矩实际上与恒定 (平均) 压力下的转矩相等。更高的能量供应和涡轮机效率的降低在波动压力下相互抵消, 因此可以不再需要使用能量系数 β 。

7.3.5 涡轮机特性场

涡轮机特性场描述涡轮机的运行特性, 体现在两方面: 其一是通过涡轮机的呼吸能力, 也就是其质量流量; 其二是通过涡轮机的效率。两者都与入口状态 (p_{3t} 、

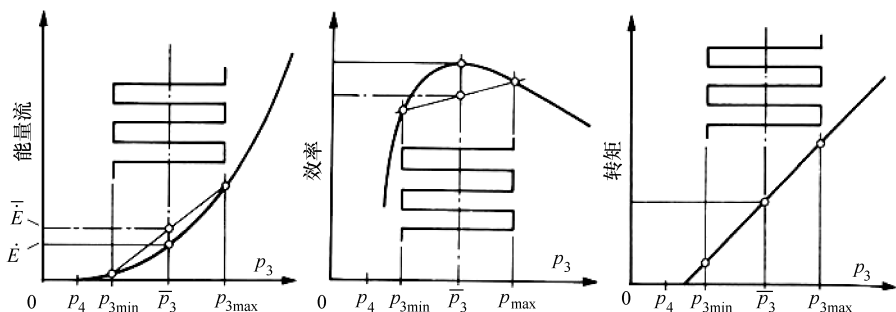


图 7.34 脉动冲击时涡轮机的能量供给、效率和转矩与压力差的关系

T_{3t}) 和涡轮机出口压力 p_4 有关。有两种不同的表达方式可供使用。

(1) 通过特征数 u/c_0 的表达式 涡轮机的特征数 ν 是一个无量纲特性参数:

$$\nu = u/c_0$$

通过圆周速度:

$$u = D \cdot \pi \cdot n_T$$

计算得到。

式中, D 为叶轮外径; n_T 为涡轮机转速; c_0 为理论(等熵)出口速度, 是反映提供给涡轮机的技术上可用的废气能量的一个参数。当位于涡轮机前的废气由总状态 p_{3t} 、 T_{3t} 向静态压力 p_4 定熵膨胀时, c_0 也会相应地改变(图 7.35)。

对 c_0 , 根据图 7.35 有:

$$\frac{c_0^2}{2} = \Delta h_{sT} + \frac{c_3^2}{2} = c_{pT} \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right] + \frac{c_3^2}{2} = c_{pT} \cdot T_{3t} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right] \quad (7.36)$$

因此得到:

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot c_{pT} \cdot T_{3t} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{3t}} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right]} \quad (7.37)$$

对于这个通常用于大型发动机涡轮增压器的涡轮机的表达方法, 图 7.36 给出了某轴流式涡轮机的特性场, 图 7.37 给出了某径流式涡轮机的特性场。其中, 涡轮机流通系数 μ_T 是由(随运行状态变化)的有效涡轮机截面积 A_{Teff} 除以(恒定的)几何涡轮机截面积:

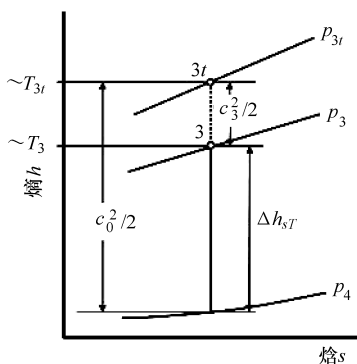


图 7.35 $h-s$ 图中表示的理论涡轮机出口速度 c_0

$$A_T = \sqrt{\frac{A_{Leit}^2 \cdot A_{Lauf}^2}{A_{Leit}^2 + A_{Lauf}^2}} \quad (7.38)$$

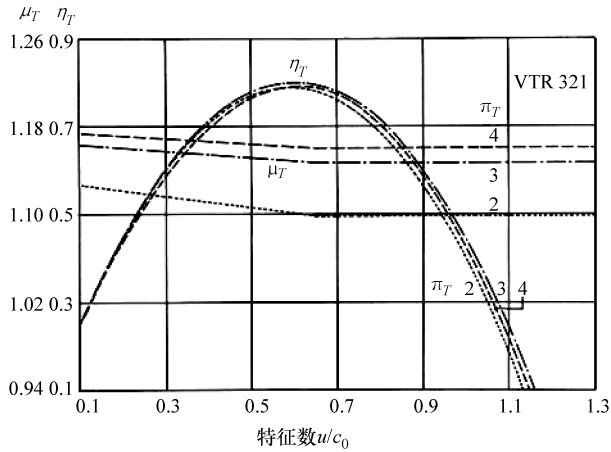


图 7.36 某轴流式涡轮机效率 η_T 和涡轮机流通系数 μ_T 在不同涡轮机压比 π_T 下随着特征数 u/c_0 的变化 (依据 [9])

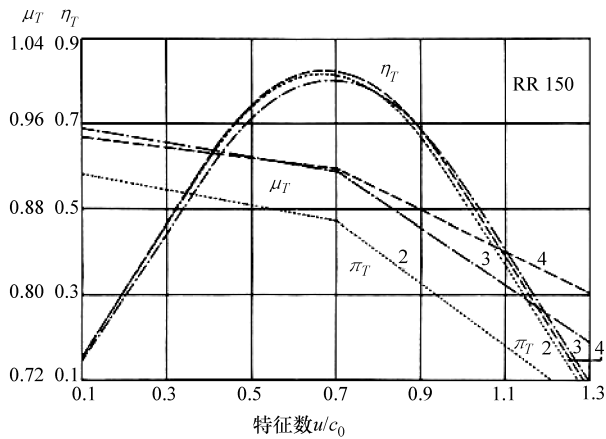


图 7.37 某径流式涡轮机效率 η_T 和涡轮机流通系数 μ_T 在不同涡轮机压比 π_T 下随着特征数 u/c_0 的变化 (依据 [9])

而得到的:

$$\mu_T = \frac{A_{Teff}}{A_T} \quad (7.39)$$

而 A_{Leit} 和 A_{Lauf} 分别是涡轮机导轮和叶轮几何上的出口截面积。

(2) 通过涡轮机压比 π_T 的表达方法 对于车用发动机涡轮增压器的涡轮机特性场—实际中都为径流式涡轮机—对应于不同的当量转速:

$$n_{Tred} = n_T \cdot \sqrt{\frac{T_{3tref}}{T_{3t}}} \quad (7.40)$$

通过涡轮机压比 $\pi_T = p_{3t} / p_4$, 通常推导出涡轮机效率:

$$\eta_T = \eta_{sT} \cdot \eta_{mTL}$$

和当量涡轮机质量流量通常采用 (见式 (7.21))

$$\dot{m}_{Tred} = \frac{\dot{m}_T \cdot \sqrt{T_{3t}}}{p_{3t}}$$

公式 (7.40) 是依据 SAE9222, 建立在马赫相似性的基础上, 其中 T_{3tref} 是涡轮机前的总温度, 涡轮机特性场以此为基础。

在涡轮增压器试验台上对涡轮机特性场的测量通常是在稳态条件下进行的, 来自燃烧器的持续的 (非脉动的) 热气流冲击涡轮机, 在某个运行工况点测量时 p_{3t} 、 T_{3t} 和 p_4 以及增压器转速 n_{TL} 的值保持不变。涡轮增压器的压气机相当于涡轮机的制动器, 通过连接于压气机之后的、可控制的节流阀来调节制动功率。因为在确定的转速下, 压气机功率和涡轮机功率只在某个确定的区域内变化, 也可以获得某一确定转速下, 涡轮机压比 p_{3t}/p_4 在一定范围内的时的 (当量的) 涡轮机质量流量的特性曲线和涡轮机效率的特性曲线 (图 7.38)。

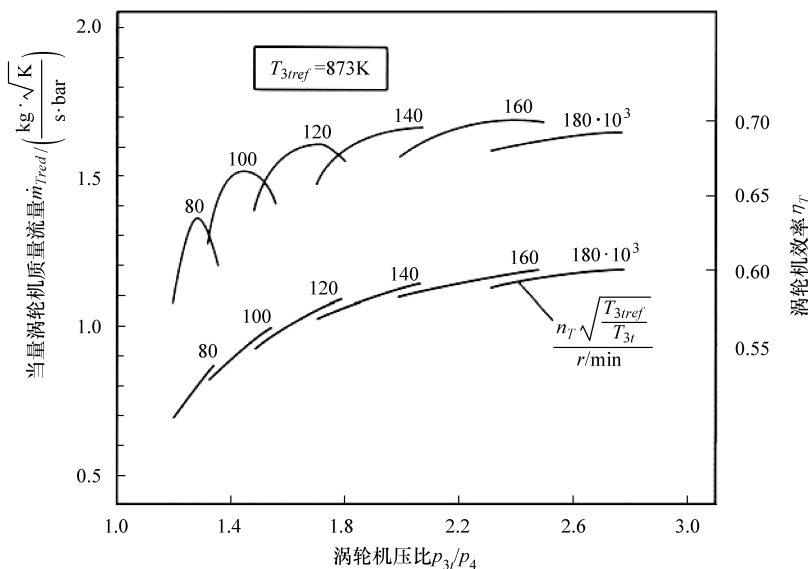


图 7.38 某径流式涡轮机的特性场 (示意), 当量涡轮机质量流量和涡轮机效率随涡轮机压比的变化, 当量涡轮机转速作为参数 (依据 [10])

涡轮增压器在发动机上的实际运行中也会出现一种运行状态,即在某涡轮增压器转速下涡轮机必须提供比压气机在此转速下所需要的最大功率还要高的功率。例如车用发动机在全负荷加速状态时会出现这种情况。为了提供涡轮增压器所需要的加速度,涡轮机不仅必须提供涡轮增压器当前转速下压气机的压缩功率,还要额外地提供克服涡轮增压器运动件惯性的功率。

为了能够在测量技术层面描述涡轮增压器某一转速下相应的特性曲线延长线,需要特殊的增压器试验台,如柏林工业大学拥有的试验台,见图 7.39^[11]。

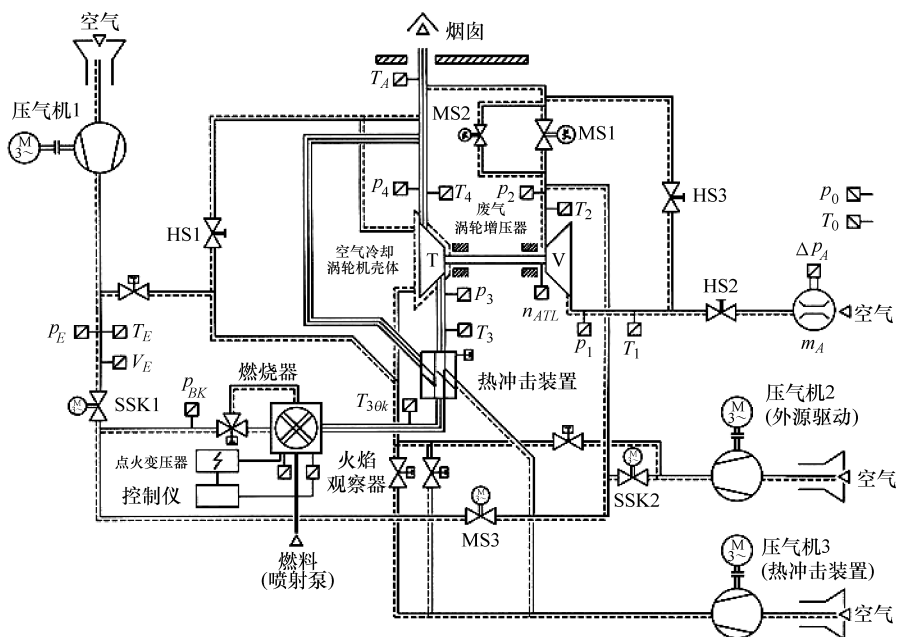


图 7.39 柏林工业大学涡轮增压器试验台气体流动示意图^[11]

这个涡轮增压器试验台能够使涡轮增压器的压气机在一个封闭的循环中运行。通过封闭循环的“打气”，也就是将压气机进口的压力提高至环境压力之上，因而提高了循环工质的密度，并且通过成比例提高的质量流量使得压气机获得的功率也得以提高。

向封闭循环回路中工质连续输入的压气机功率必须以热量流的形式通过回流冷却器排出去。从而得到像图 7.40 示意性的涡轮机特性场中特性曲线段所展示的那样，涡轮机的特性曲线朝着更高的涡轮机压比方向延伸。

相应地，通过降低压气机进口前相对于环境压力的循环压力，涡轮机特性场中的特性曲线能够沿涡轮机压比降低的方向继续进行测量。

这种如图 7.41 所示的拓展的涡轮机特性场是通过纯描述性的测试技术得到的或者也可以通过或多或少贴近实际的外推方法，尤其是应用在废气涡轮增压车用发

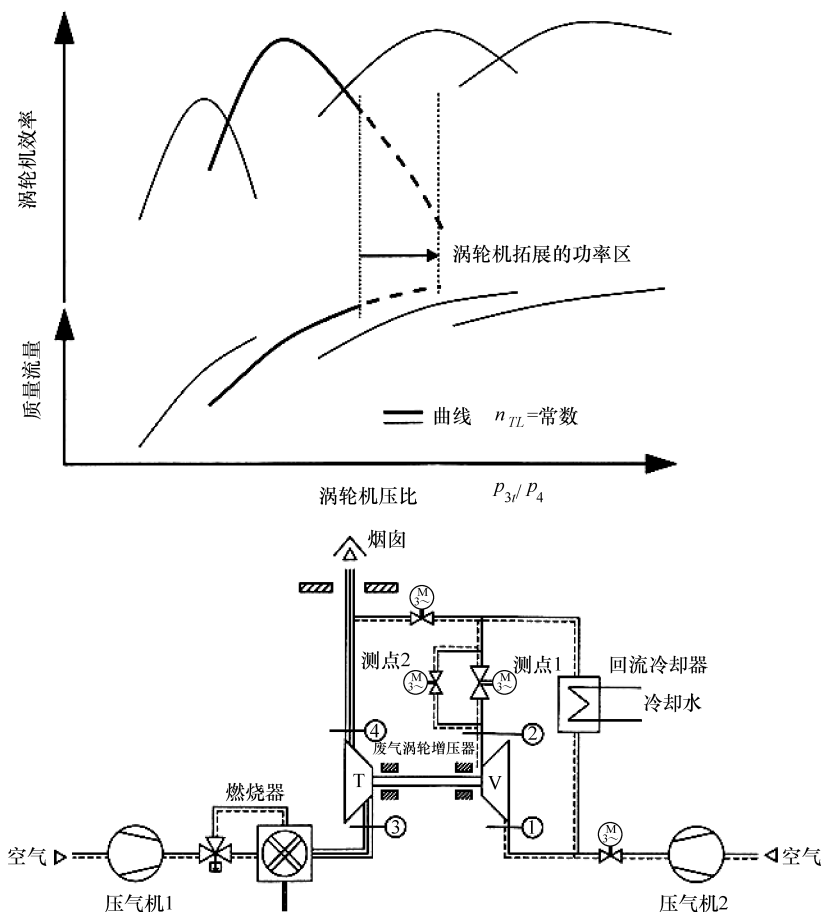


图 7.40 通过压气机的循环运行拓展涡轮机特性场^[11]

动机动态工况的工作过程模拟中。

此外，不仅是涡轮增压器的涡轮机，而且涡轮增压器的压气机也会运行在一些区域，这些区域在涡轮增压器试验台上进行常规的稳态特性场测量是实现不了的，如图 7.42 所示，压气机特性曲线通过测试技术上的延伸，可以延伸到压气机特性场的第Ⅳ象限。

在这个特性场区域的压气机运行工况点意味着，在仍是正的旋转方向和正的质量流量下，压气机压比 $p_{2t}/p_{1t} < 1$ ，这个情况可能出现在车用汽油机上：当从功率非常低的工况点（涡轮增压器转速非常低并且 $p_{2t}/p_{1t} \approx 1$ ）开始突然需要全负荷加速，发动机在最开始的一刻由于节气门突然打开，使得通过压气机的质量流量大于在此刻的转速下它能够提供的。这个运行区间在柏林工业大学的试验台上以稳态运行方式来模拟，见图 7.42 下图，压气机 V 由涡轮机 T 保持在所期望的转速，但却

接收来自一个外源驱动的另一台压气机（压气机 2）的高压（ $p_{1t} / p_{2t} > 1$ ）来流。通过这种方式，压气机的特性曲线首先在压气机特性场的第 I 象限通过涡轮增压器试验台的阻力抛物线来延伸，并进入第 IV 象限。

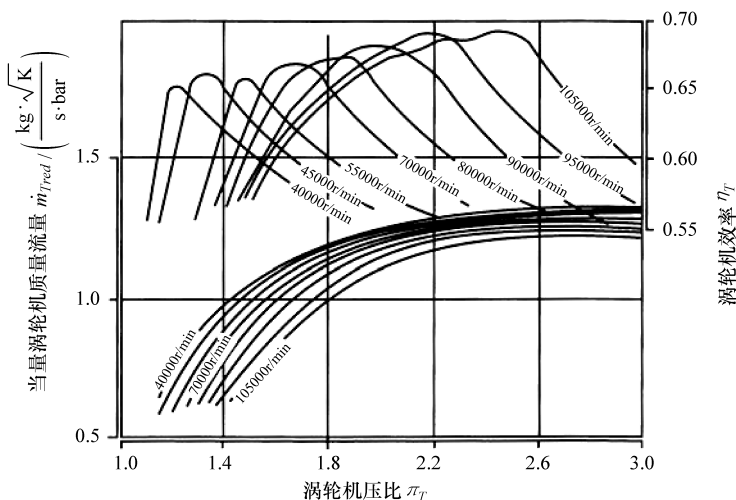


图 7.41 带拓展运行区域的涡轮机特性场（来自 [5]）

7.4 增压空气冷却的影响

增压意味着给发动机气缸提供比环境空气密度高的空气，由于充入更多的新鲜空气质量，从而能够燃烧更多的燃料，因而可以提高发动机的功率。除了自然增压，空气密度的增大在压气机中通过升高压力来实现。

根据理想气体的热力学状态方程得到密度：

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T}$$

和压气机的密度比：

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} \quad (7.41)$$

因为在压气机中随着压力的增大，温度也会上升，如果不是成比例的话，密度的增加小于压力的增加。

压气机出口温度：

$$T_2 = T_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{sL}} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\} \quad (7.42)$$

图 7.43 显示两个压气机进口温度 T_1 和三个不同的压气机等熵效率 η_{sL} 的数值。

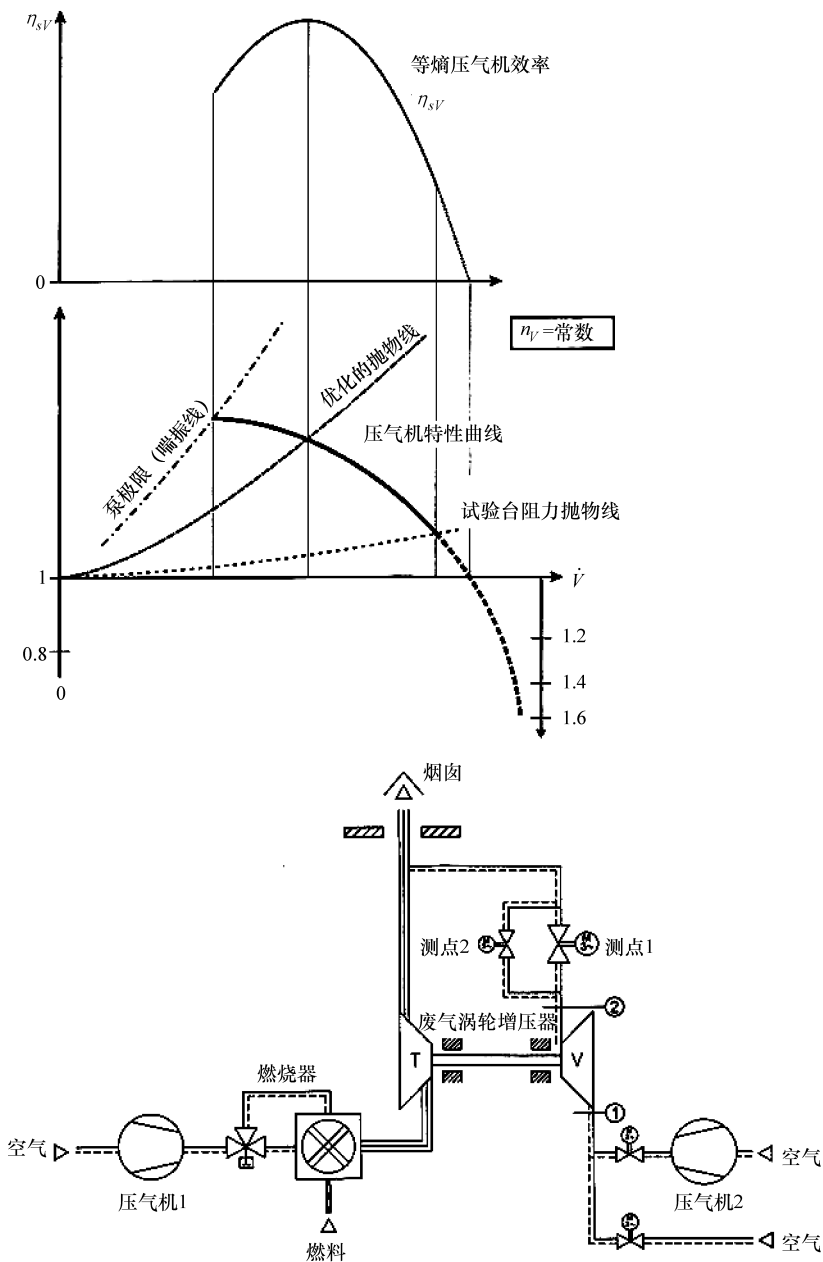


图 7.42 在压气机特性场第Ⅳ象限的压气机特性曲线的测量

例子：对于压气机进口温度 $T_1 = 20^\circ\text{C}$ (293.15K) 和等熵压气机效率 $\eta_{sL} = 0.81$ ，结合 $\kappa = 1.4$ ，压气机压比 $p_2/p_1 = 3$ ，得出压气机出口温度 $T_2 = 153.5^\circ\text{C}$ (426.6K)，

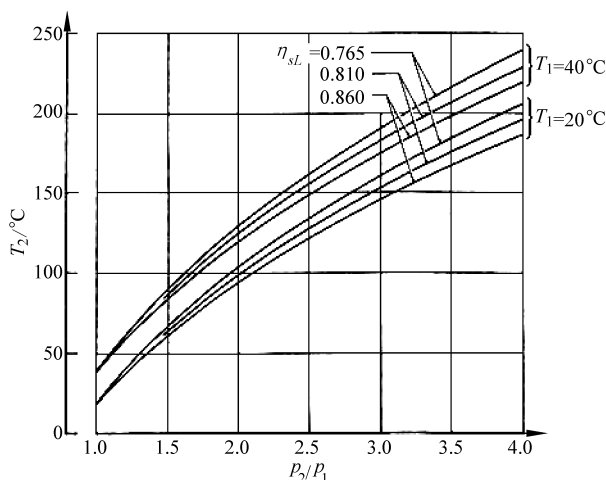


图 7.43 压气机出口温度与压气机压比 p_2/p_1 和压气机效率 η_{sl} 的关系

相应的压气机密度比为 $\rho_2/\rho_1 = 2.06$ 。

如果增压空气在连接在压气机之后的增压空气冷却器中等压地从 $T_2 = 153.5^\circ\text{C}$ 冷却到 $T_L = 50^\circ\text{C}$ (323.15K) (这是贴近实际值的), 那么密度比将升高到 $\rho_2/\rho_1 = 2.72$, 相应地提高了 32%。

可以粗略地计算: 在相同的增压压力下, 增压空气的温度降低 10K, 其空气密度大约提高 3%。因此, 在同样的过量空气系数和比油耗下, 发动机的功率也可以提高 3%。由于发动机效率通常随着温度的降低而升高, 并且围成燃烧室的零部件的壁面温度降低, 有时发动机功率相比于同样的过量空气系数甚至提高得更多。实际上, 通过增压空气冷却来实现所能达到的优化效果, 还与已有的结构形式、燃烧过程和发动机的应用形式都有关系。如今, 利用发动机工作过程模拟的方法可以进行准确的预测。

除此之外, 驱动装置的费用从成本角度来讲要比由发动机功率密度和效率增加所带来的效益小得多, 对于所有增压发动机来说增压空气的冷却都是有百利而无一害的。

相对于没有增压空气冷却的确定的发动机的运行工况, 应用了增压空气冷却的发动机在同等功率下, 具有以下优点:

- 发动机热负荷更低。
- 发动机机械负荷更低, 因为通过增压空气冷却, 在较低的增压压力时就可以达到理想的气缸充量密度。
- 由于降低了燃烧峰值温度, NO_x 排放更少。

如果说以上提到的增压空气冷却的优点不仅适用于汽油机, 同样也适用于柴油机, 那么, 对汽油机来讲, 还有一个优点, 就是可以降低爆燃倾向。由于增压空气

冷却后，在压缩开始时的气缸充量的温度更低，爆燃极限向更高的发动机负荷方向移动，或者在给定的负荷下可以实现更高的压缩比，从而发动机的效率水平也得到了提升。

对于以液体燃料驱动的汽油机，不仅通过增压空气冷却来影响气缸充量的温度，还可以利用燃油的蒸发来降低温度。这个温降与蒸发焓 r 和燃油的最小空气需求量 $L_{\min}$ 有关。

根据表 7.1，对于汽油，由于燃料的蒸发，过量空气系数为 1 的混合气理论上最大温降为 20K 左右。

表 7.1 通过燃油蒸发冷却混合气

	$L_{\min}/(\text{kg/kg})$	$H_u/(\text{MJ/kg})$	$r/(\text{kJ/kg})$	$\Delta T_L(\text{K})(\lambda=1 \text{ 时})$
汽油	14.7	43.5	380	20
乙醇	9.0	26.8	904	75
甲醇	6.4	19.7	1110	125

甲醇的热值 H_u 约为汽油的一半，以至于对于相同的燃料能量，对于相同的空气质量，要向发动机加入二倍质量的燃料，然而两者的过量空气系数实际是相等的，因为甲醇的最低空气需求量也差不多是汽油的一半。由于甲醇的蒸发焓（以质量计）大约是汽油的三倍，并且需要的燃料质量是汽油的二倍，那么甲醇的温降约为汽油的六倍。另外，表 7.1 中的乙醇的值处于两者之间。

为了能够利用燃料蒸发这种冷却效果来尽量高效地降低爆燃倾向，蒸发过程应在压缩开始时进行或者已经完成。然而对于甲醇而言，混合气形成不在压气机之前，而是在压气机之后才完成。笔者在此想起在一台使用甲醇为燃料的废气涡轮增压乘用车汽油机上研究这种关系，其混合气形成是借助化油器在涡轮增压器压气机之前完成的。甲醇的高效的冷却效应在当时要求利用发动机冷却液对压气机的螺旋壳体进行加热，从而避免由于进气空气的湿度而引起的结冰现象。

更多的关于增压空气冷却、依据发动机的各自结构、发动机各自的应用方式而设计的增压空气冷却系统以及不同的增压空气冷却器的构造形式的介绍，参见第 12 章。

参 考 文 献

1. Indra F (1977) Entwicklungsstand heutiger Formel-1-Rennmotoren sowie eine denkbare Alternative. MTZ 38(9):359–368
2. Basshuysen R v, Schäfer F (2004) Lexikon Motorentechnik, 1. Aufl. Vieweg, Wiesbaden
3. Bruener T, Griebel K-O, Hoyer U, Mueller A, Pour R (2002) Der Antrieb des Mini Cooper S. MTZ 63(7–8):558–566
4. Burt D J, Kolstrup A P (2010) Introducing the „Rotrak“ Variable Speed Traction Drive Centrifugal Supercharger to Fully Exploit Engine Downsizing. 15. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, Tagungsband S 347–366
5. Hiereth H, Prenninger P (2003) Aufladung der Verbrennungskraftmaschine. Springer, Wien

6. Pischinger F, Wunsche A (1977) The Characteristic Behaviour of Radial Turbines and its Influence on the Turbocharging Process. CIMAC-Congress 1977, Tokyo, Paper A12
7. Winkler G (1977) Steady-State and Dynamic Modelling of Engine-Turbomachinery Systems. Dissertation, University of Bath
8. Zinner K (1961/1962) Diagramm zur Bestimmung des Betriebspunktes einstufiger Abgasturbolader. M.A.N.-Forschungsheft Nr 19, S 16–28
9. Bulaty T (1974) Spezielle Probleme der schrittweisen Ladungswechselberechnung bei Verbrennungsmotoren mit Abgasturboladern. MTZ 35(6):177–185
10. Mayer M (2003) Abgasturbolader. Die Bibliothek der Technik, Bd. 103, 5. Aufl. verlag moderne industrie, Landsberg/Lech
11. Pucher H, Eggert T, Schenk B (1997) Experimentelle Entwicklungswerkzeuge für Turbolader von Fahrzeugmotoren. 6. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband S 227–240

第8章 发动机工作过程仿真

8.1 概论

在电子计算设备获得应用之前，发动机与增压单元匹配的计算依赖于已经预先规定的计算方法，这些方法是基于发动机和增压单元的稳态的、测量的特性场，由此推导出多象限的图像，以及本书第3版中所采用的四象限图。其计算图表的应用虽然可以高质量地体现增压发动机系统的内部工作过程，然而，考虑到目前实际应用中越来越接近实际情况的发展趋势，图表方法已经完全被发动机工作过程模拟所取代。发动机在动态工况下的状态变化和部分过程都可以通过微分方程建立数学模型，并可以进行积分计算，这是相应的计算程序的基础。

仅对发动机一个气缸在一个工作循环中的热力状态变化进行数值计算的工作量如此之大，就已经到了只能依靠电子计算机才能完成的程度。20世纪60年代起，此类计算设备才开始得到应用，因此，当时发动机工作过程计算也随之开始。在此期间，发动机工作过程计算已经达到了很高的开发水平，这又同时再一次对正在飞速发展的计算机技术在存储能力和计算速度方面提出了更高的要求。如今，发动机工作过程仿真技术已然成为发动机研发不可或缺的工具。

发动机工作过程仿真的核心——按照之前齐纳尔（K. Zinner）的建议，命名为“实际工作过程计算”——仍然与以前的一样，计算发动机气缸中工质的状态变化。最终，燃料中储藏的化学能在气缸中转化为机械能和热能（见8.2节）。

由于进气门之前和排气门之后的任意时刻的气体状态在气缸换气过程中也需要一起考虑，因此，换气管路中的气体状态变化也必须同时参与气缸中每个热力过程的计算。在此过程中，废气涡轮机和压气机（增压器）通常以其特性场作为边界条件（见8.3节）。

除了发动机工作过程外，如果由发动机驱动的系统（比如描述道路行驶车辆的纵向动力学模型）也可以进行数学建模并与发动机工作过程仿真耦合，那么，相应的发动机动态性能也能够很逼真地计算出来（见8.4节）。

8.2 气缸工作过程

沃西尼在 1965 年出版的《内燃机循环工作过程的电子计算》^[1]一书中用到的零维单区模型正是目前最普遍的、用于计算发动机气缸中气体状态变化的计算模型。该书和他稍后于 1967 年出版的著作关于发动机中热量传递的计算^[2]一起,被认为是发动机工作过程仿真的开山之作。

零维意味着不考虑所观察的系统空间上的状态变化,而只考虑时间上的状态变化。单区模型是指,某一时刻的整个气缸空间仅仅由一个系统来代表。在图 8.1 中用虚线标明这种系统的边界。零维单区模型既可以应用于柴油机,也可应用于汽油机中。

对于探讨特定的问题,如汽油机传统的燃烧模式(均匀的燃油/空气混合气、外源点火),用双区模型是非常适合的。其中两个区分别代表已燃的和未燃的混合气,这两个区通过火焰前锋来分割,随着火焰前锋的推移,两者在气缸中所占的体积比例随时间发生变化,随着燃烧过程的结束,两个区再次融合成一个区。

质量守恒定律、能量守恒定律以及热力学的理想气体状态方程为计算三个变量,即气缸中压力 p_Z 、温度 T_Z 和工质 m_Z 提供了三个基本方程,三者与曲轴角度 φ 有关,在特定的发动机转速 n_M 下,与替代参数时间 t 有关(图 8.1)。

通过发动机转速 n_M ,根据时间及曲轴角度关联性的需求,可以按照公式(8.1)将时间差分与曲轴角度差分进行相互换算:

$$\Delta\varphi = 6 \cdot n_M \cdot \Delta t \quad (8.1)$$

式中, n_M 的单位是 r/min; $\Delta\varphi$ 的单位是 °KW (曲轴转角); Δt 的单位是 s。

(1) 质量守恒

$$\frac{dm_Z}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} \quad (8.2)$$

每度曲轴转角 (°KW) 气缸中工质质量的变化 $dm_Z/d\varphi$ 是由流过进气门和排气门的气体的质量 $dm_E/d\varphi$ 和 $dm_A/d\varphi$, 以及直喷燃油质量 $dm_B/d\varphi$ 所组成的。

(2) 能量守恒

$$\frac{d(m_Z \cdot u_Z)}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} - p_Z \cdot \frac{dV_Z}{d\varphi} + \frac{dm_E}{d\varphi} \cdot h_E - \frac{dm_A}{d\varphi} \cdot h_A \quad (8.3)$$

气缸中每度曲轴转角内能 $d(m_Z \cdot u_Z)/d\varphi$ 的变化可以按照以下方式计算: 燃

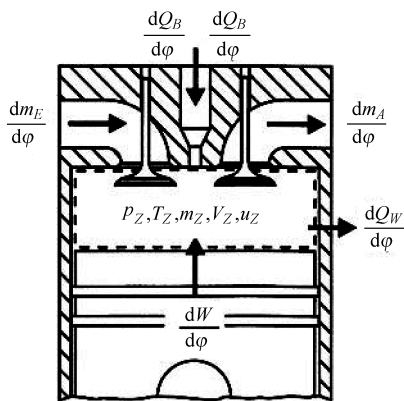


图 8.1 零维单区模型

烧释放的能量为 $dQ_B/d\varphi$ ，通过气缸壁散失的热能为 $dQ_W/d\varphi$ ，与活塞交换的气体体积变化功为 $p_Z \cdot dV_Z/d\varphi$ ，由进气吸入的焓 $(dm_E/d\varphi) \cdot h_E$ ，由排气排出的焓 $(dm_A/d\varphi) \cdot h_A$ 。

(3) 热力学气体状态方程

$$p_Z \cdot V_Z = m_Z \cdot R \cdot T_Z \quad (8.4)$$

工质的比内能 u_Z 与温度 T_Z 以及组分有关，其值通过摩尔数 n_i 、摩尔质量 M_i 以及组分 i 的比能量 u_i 来表示：

$$u_Z = \frac{1}{m_Z} \cdot \sum_i n_i \cdot M_i \cdot u_i(T_Z)$$

公式 (8.3) 等号左侧可以转化为

$$\frac{d(m_Z \cdot u_Z)}{d\varphi} = \frac{dm_Z}{d\varphi} \cdot u_Z + m_Z \cdot \left[\frac{\partial u_Z}{\partial T_Z} \cdot \frac{dT_Z}{d\varphi} + \sum_i \frac{\partial u_Z}{\partial n_i} \cdot \frac{dn_i}{d\varphi} \right] \quad (8.5)$$

将公式 (8.5) 代入公式 (8.3)，同时考虑到 $c_{vZ} = \frac{\partial u_Z}{\partial T_Z}$ ，求解 $\frac{dT_Z}{d\varphi}$ ，可以得到计算气缸中气体温度变化的微分方程式（方程式 (8.6)）：

$$\begin{aligned} \frac{dT_Z}{d\varphi} = \frac{1}{m_Z \cdot c_{vZ}} & \left(\frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} - p_Z \frac{dV_Z}{d\varphi} + \frac{dm_E}{d\varphi} h_E - \frac{dm_A}{d\varphi} h_A \right. \\ & \left. - u_Z \frac{dm_Z}{d\varphi} - m_Z \sum_i \frac{\partial u_Z}{\partial n_i} \cdot \frac{dn_i}{d\varphi} \right) \end{aligned} \quad (8.6)$$

在计算时，燃烧过程 $dQ_B/d\varphi(\varphi)$ 作为边界条件预先确定，这要么作为对某一气缸所测得的压力变化曲线^[3]进行所谓热力学分析的结果，要么通过一个合适的替代函数，例如按照韦伯的计算方法^[4]。图 8.2 展示了某一柴油机在某个运行工况点所测得的气缸压力变化曲线，由此通过热力学分析确定的（实际的）燃烧过程以及相应的韦伯燃烧过程，以及用这个韦伯燃烧过程和实际燃烧过程来反算气缸压力变化过程。

此外，仍然存在一些其他过程^{[5]、[6]}，如首先从发动机在某运行工况点下已知的燃烧过程最终推演出另一个运行工况下未知的燃烧过程。对于发动机工作过程的仿真，迄今为止还不能和不可能用测量技术确定其燃烧过程，是因为这种技术尚处于研发阶段，因此，必须回过头来依赖发动机可比较的燃烧过程的经验值，首先，对发动机某一运行工况点下反复测量，找出并确认可信的燃烧过程。对发动机其他运行工况点，则可以再次运用前文中已提及的燃烧过程换算方法。

(4) 气缸壁热传递 气缸工作过程计算的另一个重要的边界条件是与气缸壁进行交换的壁热 $dQ_W/d\varphi$ ，在世界范围内采用的是沃西尼^[2]的计算方法，后来又有稍作修改的方法公之于众^[7,8]。以下简要地列出沃西尼最初的计算方法。

在工质和气缸壁之间交换的壁热 $\dot{Q}_W$ 采用牛顿定律来计算：

$$\dot{Q}_W = \alpha_Z \cdot A_W \cdot (T_Z - T_W) \quad (8.7)$$

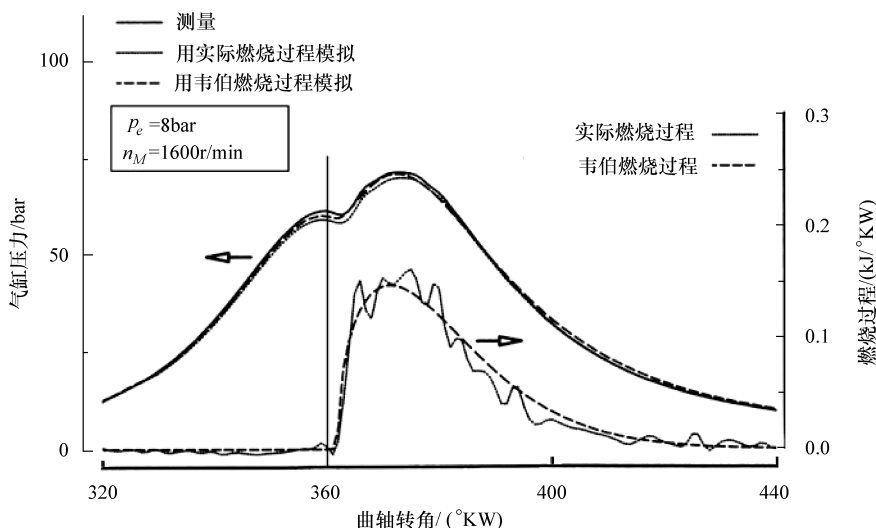


图 8.2 用测量得到的气缸压力变化曲线和替代的燃烧过程曲线（按照韦伯燃烧过程确定的某柴油机运行工况点的（实际的）燃烧过程（参照 [20]）

式中, α_z 为对流热传递系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]; A_w 参与热交换的壁面面积 (m^2); T_z 为气缸中的瞬时气体温度 (K); T_w 为时间和空间上平均的壁面温度 (K); 另外, 还要注意公式 (8.1), 它计算了与曲轴转角相关的壁面热流 (公式 8.8):

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{1}{6 \cdot n_M} \cdot \alpha_z \cdot A_w \cdot (T_z - T_w) \quad (8.8)$$

为了描述壁面热传递系数 α_z , 沃西尼把发动机气缸看作一个紊流的流通管路, 将 α_z 表述为对流热传递系数, 他可能认为, 除了对流, 特别是在燃烧阶段, 也有很强的辐射助力发动机气缸中的热传递。他在所谓的“燃烧项”中用辐射部分作为额外的对流热传递, 见公式 (8.9):

$$\alpha_z = 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_z^{0.8} \cdot T_z^{-0.53} \cdot \left[c_1 \cdot c_m + c_2 \cdot \underbrace{\frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_{z1}} \cdot (p_z - p_{z0})}_{\text{燃烧项}} \right]^{0.8} \quad (8.9)$$

式中, α_z 为对流热传递系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]; D 为气缸直径 (m); p_z 为气缸压力 (bar); T_z 为气缸局部区域平均温度 (质量平均温度) (K); c_m 为平均活塞速度 (m/s); V_h 为气缸容积 (m^3); V_{z1} 为从压缩阶段开始的任意一个活塞位置的气缸容积 (m^3); p_1 为对应于 V_{z1} 的气缸压力 (bar); T_1 为对应于 V_{z1} 的气缸温度 (K); p_{z0} 为假定还没有燃烧, 在燃烧开始时, 计算的外推倒拖压力 (变化过程) (bar)。

对于系数 c_1 :

- 在高压阶段: $c_1 = 2.28 + 0.307 \cdot c_u / c_m$
- 在换气阶段: $c_1 = 6.18 + 0.417 \cdot c_u / c_m$

c_u/c_m 考虑到可能存在的进气涡流的影响, c_u 是用于测量涡流的叶片式风速仪的圆周速度, 该风速仪的平均叶片直径等于气缸直径的 0.7 倍。

系数 c_2 :

- 非分割式燃烧室 (直接喷射) 发动机:

$$c_2 = 0.00324$$

- 分割式燃烧室的发动机

$$c_2 = 0.00622$$

在实际中, 可以有目的地将整个燃烧室侧的气缸表面分为三部分, 即:

- 活塞 (底部) 表面积 $A_{W,1}$ (= 常数)
- 气缸盖表面积 $A_{W,2}$ (= 常数)
- 气缸套表面积 $A_{W,3}$ (= $f(\varphi)$)

从而使等式 (8.8) 变为

$$\frac{dQ_W}{d\varphi} = \frac{1}{6 \cdot n_M} \cdot \alpha_Z \cdot \sum_{i=1}^3 A_{W,i} \cdot (T_Z - T_{W,i}) \quad (8.10)$$

采用对每部分壁面分别给出的时间和空间上的平均壁面温度 $T_{W,i}$, 图 8.3 下图展示了在一个发动机运行工况点下用这种方法计算出的这三部分壁面热流随工作循

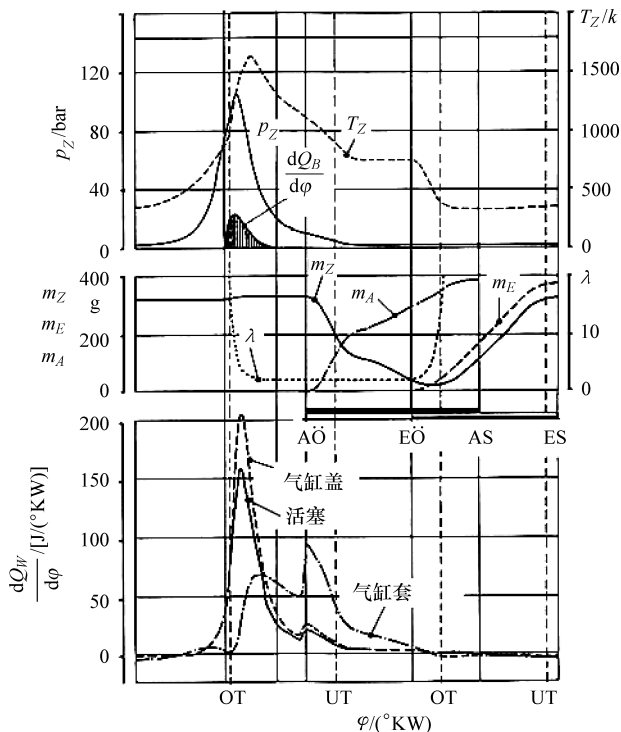


图 8.3 四冲程柴油机的缸内工作过程计算

AÖ—排气门打开 EÖ—进气门打开 AS—排气门关闭 ES—进气门关闭 OT—上止点 UT—下止点

环变化的曲线。

(5) 气门处流量 在换气阶段, 通过气体交换机构流动的、与曲轴转角相关的质量流量将通过圣维南 (Saint - Venant) 的流量方程式来计算, 同时要考虑到四个可能的流动方向。

1) 进气门流入 (EE):

$$\frac{dm_E}{d\varphi} = \frac{1}{6 \cdot n_M} \cdot A_{eff,EE} \cdot p_E \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_E}} \cdot \Psi\left(\frac{p_Z}{p_E}\right) \quad (8.11)$$

和

$$\Psi\left(\frac{p_Z}{p_E}\right) = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_Z}{p_E}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_Z}{p_E}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (8.12)$$

2) 进气门流出 (EA):

$$\frac{dm_E}{d\varphi} = -\frac{1}{6 \cdot n_M} \cdot A_{eff,EA} \cdot p_Z \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_Z}} \cdot \Psi\left(\frac{p_E}{p_Z}\right) \quad (8.13)$$

3) 排气门流出 (AA):

$$\frac{dm_A}{d\varphi} = \frac{1}{6 \cdot n_M} \cdot A_{eff,AA} \cdot p_Z \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_Z}} \cdot \Psi\left(\frac{p_A}{p_Z}\right) \quad (8.14)$$

4) 排气门流入 (AE):

$$\frac{dm_A}{d\varphi} = -\frac{1}{6 \cdot n_M} \cdot A_{eff,AE} \cdot p_A \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_A}} \cdot \Psi\left(\frac{p_Z}{p_A}\right) \quad (8.15)$$

因此, 对于四个可能的流动方向中的每一个, 将换气机构 (气门、开口) 的有效横截面随曲轴转角的变化作为边界条件给出, 这可以通过 (稳态的) 流动试验台的测量技术来确定。因此, 进气门前的压力 $p_E(\varphi)$ 和温度 $T_E(\varphi)$ 以及相应的排气门后的数值 $p_A(\varphi)$ 和 $T_A(\varphi)$ 是已知的。在最简单的情况下, 这些参数作为时间上的平均值或者作为测量值的计算曲线给出。如果要同时计算换气管路中的状态变化 (见 8.3 节), 则可为气缸工质交换计算提供不断更新的数据。

(6) 热物性值 各种工质的热物性值, 即比热容 c_p 、 c_v 和由此计算得到的比焓 h 、比内能 u 和比气体常数 R 及等熵指数 k , 不仅取决于气体组分, 而且还取决于气体的温度和压力, 而压力的影响很小, 通常情况下可以忽略不计。

对于柴油机, 气体组分可以用所谓的可以作为燃烧气体可描述的工质的瞬态过量空气系数 λ 来表示, $\lambda = \infty$ 为纯空气, $\lambda = 1$ 表示化学当量比的燃烧气体。特别是用在 E. 尤斯蒂^[9]工作基础上构建的方法来估算燃烧气体的比内能 $u(\lambda, T)$, 以 $T_0 = 273.15\text{K}$ 作为参考温度:

$$\begin{aligned} u = & 0.1445 \cdot \left[- \left(0.0975 + \frac{0.0485}{\lambda^{0.75}} \right) \cdot (T - T_0)^3 \cdot 10^{-6} \right. \\ & \left. + \left(7.768 + \frac{3.36}{\lambda^{0.8}} \right) \cdot (T - T_0)^2 \cdot 10^{-4} + \left(4.896 + \frac{0.464}{\lambda^{0.03}} \right) \cdot (T - T_0) + 1356.8 \right] \end{aligned} \quad (8.16)$$

单位为 kJ/kg 。

对等式 (8.16) 两边用温度求偏导数, 得出定容状态下的比热容:

$$c_v(\lambda, T) = \frac{\partial u}{\partial T} \quad (8.17)$$

和适用于整个 λ 范围的比气体常数 $R = 0.288 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 及定压状态下的比热容:

$$c_p(\lambda, T) = c_v + R \quad (8.18)$$

以及等熵指数 $\kappa = c_p/c_v$ 。

对于燃烧过程, 在气缸内的工质中, 燃料蒸气占有显著的比例, 或刚开始就包含气态燃料, 在热物性参数建模时必须考虑发动机工作循环中瞬态的工质的组分, 见公式 (8.6), 这不仅适用于传统的汽油机, 也适用于处于开发阶段的均质的 (HCCI) 和部分均质的 (PCCI) 压燃式燃烧过程。相应的计算过程资料可参考文献 [10]。

(7) 微分方程系统的求解 这里由基本元件所构成的系统, 利用描述气缸内部状态变化的差分方程的耦合, 只需通过逐步的数值积分来求解。为此, 首先确定一个计算的起始点 φ_0 , 并就此设置初始值 p_{z0} 和 T_{z0} , 建议起始点放在压缩行程的起始阶段, 例如 $\varphi_0 = 250^\circ\text{KW}$ (点火上止点 $\text{ZOT} = 360^\circ\text{KW}$)。

因为初始值只需与实际值相对应, 建议增压压力为 p_{z0} , 增压空气温度为 T_{z0} , 而自然吸气的发动机吸入空气的相应值为大气环境值。因为 φ_0 是确定的, 因此 $V_Z(\varphi_0)$ 也已确定, 通过公式 (8.4) 也可确定 $m_Z(\varphi_0)$ 。

因此, 计算的起始点首先应放在压缩阶段的初期, 因为在此阶段公式 (8.6) 的许多项等于 0:

- 还没有燃烧 $= > dQ_B/d\varphi = 0$
- 没有换气 $= > dm_E/d\varphi = 0; dm_A/d\varphi = 0$
- $m_Z = \text{常数} = > dm_Z/d\varphi = 0$

因此, 给定 $\varphi = \varphi_0$, 由公式 (8.6) 计算 $dT_Z/d\varphi$, 再选择步长 $\Delta\varphi$ 后, 选择一个合适的求解方法, 如龙格-库塔法, 计算步长 $\varphi = \varphi_0 + \Delta\varphi$ 时的 T_Z 值, 利用 m_Z 和 $T_Z(\varphi_0 + \Delta\varphi)$, 用公式 (8.4) 再计算 $p_Z(\varphi_0 + \Delta\varphi)$ 。

通过这种方法可将整个工作过程逐步地计算出来, 如果状态值在工作过程结束时仍然没有与起始点 φ_0 一致, 那么就将在下一个工作过程用现在已经改善了的起始值继续计算, 在通常情况下, 2~3 个工作过程后, 就会出现所期望的收敛。

图 8.3 显示了一台大型四冲程柴油机缸内工作过程模拟的主要结果, 虽然它们在时间上超过了一个工作循环 (720°KW), 所述的 (韦伯) 燃烧过程 $dQ_B/d\varphi$ 作为计算的边界条件给出。

除了气缸压力 p_Z 和气缸温度 T_Z 的变化曲线, 在图的中部标示出了气缸中瞬时气体质量 m_Z 变化曲线以及在每个时间点气体的总流入量 m_E 以及总流出量 m_A 。由于所供给 (喷射) 的燃料量, m_A 的最大值大于 m_E 的最大值。 m_E (在 ES (进气门

关闭)时)的最大值大于气缸内气体质量的最大值(m_z)的原因在于发动机相对较多的空气扫气量。

在压缩阶段到燃烧阶段开始,瞬态的过量空气系数 λ 处于一个特别高的值,表示在这个阶段除了气缸气体质量中空气以外还有剩余气体的含量,随着燃烧开始和继续, λ 的值越来越小,直到燃烧结束 λ 的值和燃烧空气比的值 λ_v 相等。在预排气阶段(AÖ-EÖ(排气门打开-进气门打开)), λ 的值还是等于 λ_v ,从EÖ(进气门打开)开始,新鲜空气进入,瞬态的过量空气系数才又上升。

图8.3的下半部分,用 $dQ_w/d\varphi$ 表示构成燃烧室边界的零部件的壁面热流变化,在这三个曲线下的面积的总和与一个工作循环期间从气缸进入冷却液的热能相对应。

用这样一个还算简单的、仅仅描述了单个气缸工作过程的发动机工作过程模拟程序已经可以进行涡轮增压发动机的初步设计计算。为此,为发动机设计运行工况点准备的增压压力作为进气门前的压力 p_E 输入,首先,估计涡轮机前压力,并作为排气门后的压力 p_A 。燃烧过程 $dQ_B/d\varphi$ 和每个工作过程所需要的总的燃烧能量 Q_B 基于运行工况点进行预估,同样先行进行计算。如果用这些预先给出的值还不能计算出所期望的发动机功率,那么首先通过相应地重复调整 Q_B 的方法进行处理,然后用公式(7.18)对所计算的发动机运行指标进行检验,而涡轮增压器的效率 η_{TL} 必须预先给定,以便给出的期望的增压压力(p_E)等同于设定的 p_A 值(作为涡轮机前的压力),如果检验给出不切实际的高 η_{TL} 值,提高 p_A 值,做进一步的计算,多做几次,直到满足 η_{TL} 标准为止,同时,发动机功率根据已改变的 Q_B 值做相应的修正。

总之,这样一个基础的模拟程序不仅已经提供了在一个工作循环内气缸压力和温度变化曲线,同时还提供了所有重要的发动机运行参数。如:

- 平均指示压力
- 指示功率
- 空气和废气流量
- 燃烧空气比
- 比(指示)油耗
- 平均废气温度(涡轮机前)

还有其他一些参数。通过选择预期的发动机机械效率 η_m ,可使所谓“指示”指标转换为相应的“有效”指标。

8.3 气体交换管路中的状态变化

8.3.1 零维和一维模拟

为计算气体交换管路中的状态变化,现今有一系列零维和一维的发动机工作过

程模拟程序可供使用，在两种情况下气缸是零维模型^[10-15]。

对于气体交换管路的零维建模，已知的方法是填充和排空法，它们被分为单独的容器，每个容器都有自己单独的热力学系统，每个系统在边界上与相邻的系统进行物质和能量的交换。

对于图 8.4 所示的 3 缸废气涡轮增压和增压中冷的发动机，在最简单的情况下可以把在发动机气缸和涡轮机之间分布的废气管路容积作为一个单独的容器（体积为 V_{AL} 的废气容器 AL）来看待。在压气机和进气门之间的整个进气管路的容积作为另一个这样的容器（体积为 V_{EL} 的进气容器 EL）。这两个容器的系统边界通过带点的线条显示在图 8.4 中，包含在进气容器的系统边界内的增压空气冷却器（LLK）的作用是通过进气容器壁面实现高的热传递。

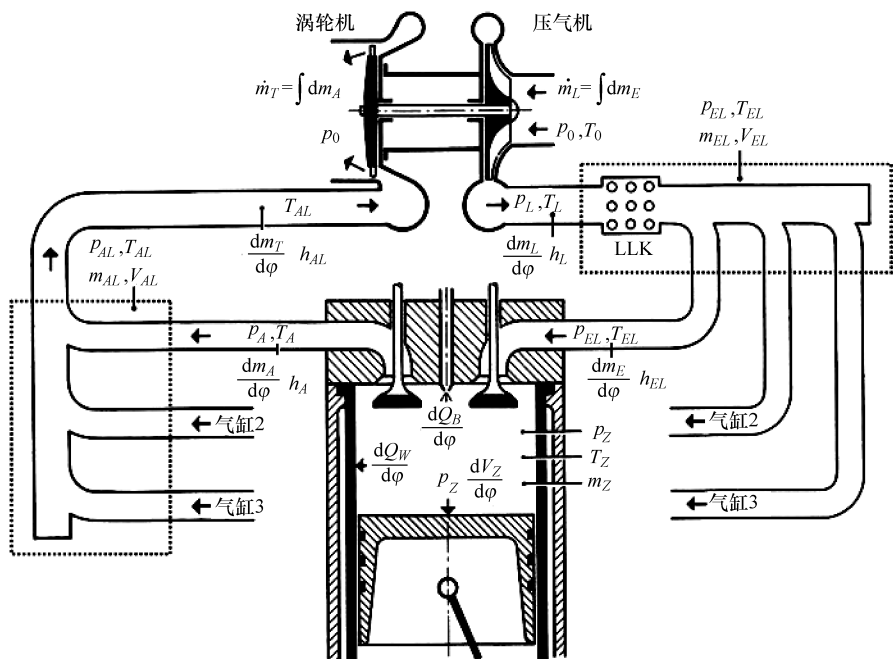


图 8.4 3 缸废气涡轮增压发动机采用填充和排空法计算的示意图

单个发动机气缸（见图 8.1）同样也表示为一个容器，而且是一个特殊的形式，因为它虽然与周边系统（排气容器）有质量和焓交换，但不是常数，而是一个随时间变化的容积，因为不仅是热流，而且机械功也通过系统边界传递。

如在 8.2 节中已对发动机气缸所做的阐述那样，质量守恒、能量守恒以及热力学气体状态方程都适用于每个气体交换管路系统的容器。如在图 8.4 中所定义的废气容器 AL 的质量守恒如下：

$$\frac{dm_{AL}}{d\varphi} = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{dm_A}{d\varphi} \right)_i - \frac{dm_T}{d\varphi} \quad (8.19)$$

废气容器中随每度曲轴转角 ($^{\circ}\text{KW}$) 变化的质量 m_{AL} , 在数值上与所连接的气缸 i 的进行交换的随曲轴转角变化的废气质量一样, 通常情况下从这里流入 (填充), 随每度曲轴转角变化的废气质量通过涡轮机排出 (排空), 后者可以根据废气容器中的压力 p_{AL} 和温度 T_{AL} 来计算:

$$\frac{dm_T}{d\varphi} = A_{Teff} \cdot p_{AL} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{AL}}} \cdot \psi\left(\frac{p_0}{p_{AL}}\right) \quad (8.20)$$

其中, (瞬态的) 有效涡轮机截面 A_{Teff} 以合适的方式获取, 以及获得涡轮机特性场, 压力 p_0 是涡轮机后压力。

能量守恒由图 8.4 所描述的三个气缸得出:

$$\frac{d(m_{AL} \cdot u_{AL})}{d\varphi} = \sum_{i=1}^3 \left(\frac{dm_A}{d\varphi} \cdot h_A \right)_i - \frac{dm_T}{d\varphi} \cdot h_{AL} - \frac{dQ_{W,AL}}{d\varphi} \quad (8.21)$$

热力学气体状态方程为

$$p_{AL} \cdot V_{AL} = m_{AL} \cdot R \cdot T_{AL} \quad (8.22)$$

方程系统的进一步发展是对排气容器建模, 这与进气容器的设置相对应, 其数值求解类似于与连接的气缸的状态变化的计算, 就像在 8.2 节中对气缸工作过程所做的说明那样。

图 8.5 显示了一台 3 管脉冲增压中速四冲程柴油机的测量和计算结果, 计算部

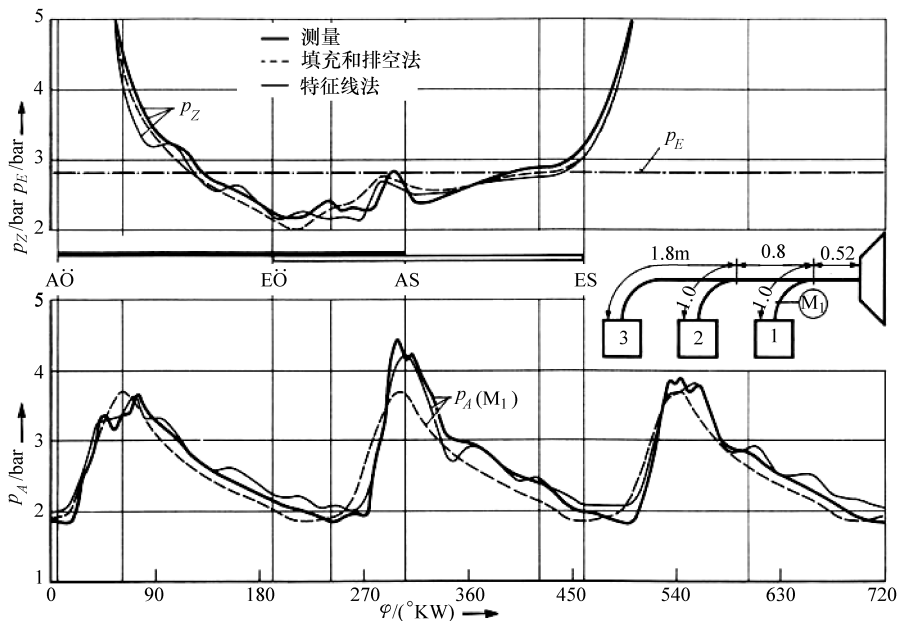


图 8.5 一台中速四冲程柴油机的换气过程压力变化的计算/测量结果比较

MAN R6V 52/55 ($p_e = 17.9\text{bar} @ 430\text{r/min}$)

AÖ—排气门打开 EÖ—进气门打开 AS—排气门关闭 ES—进气门关闭

分中一个采用（零维）填充和排空方法，另一个采用（一维）特征线法，上部分为换气阶段的气缸压力曲线，下部分为气缸 1 的废气压力曲线。对于进气侧的压力在计算中用常数 p_E 表示。尽管采用一维特征线法计算，其结果可以更精确地重现所测得的结果，然而，采用零维的填充和排空法也与测得的结果相当吻合。

图 8.5 和图 8.6 取自作者的论文 [11]，在论文中对填充和排空法以及特征线法做了比较。对此，与零维填充和排空法相关联的基本假设是：在系统中只有时间上、没有空间上的变化，即在气缸作用下排气容器中的压力变化没有延迟地出现在所有排气管路中，因而，在涡轮机前管路系统越紧凑，发动机转速越低，则越准确。因此，在图 8.5 中所观察到的发动机管段与气缸尺寸（ $D = 520\text{mm}$ 、 $s = 550\text{mm}$ ）相比还是相对较短的，与发动机转速（ $n_M = 430\text{r/min}$ ）相比仍然是相对较低的。

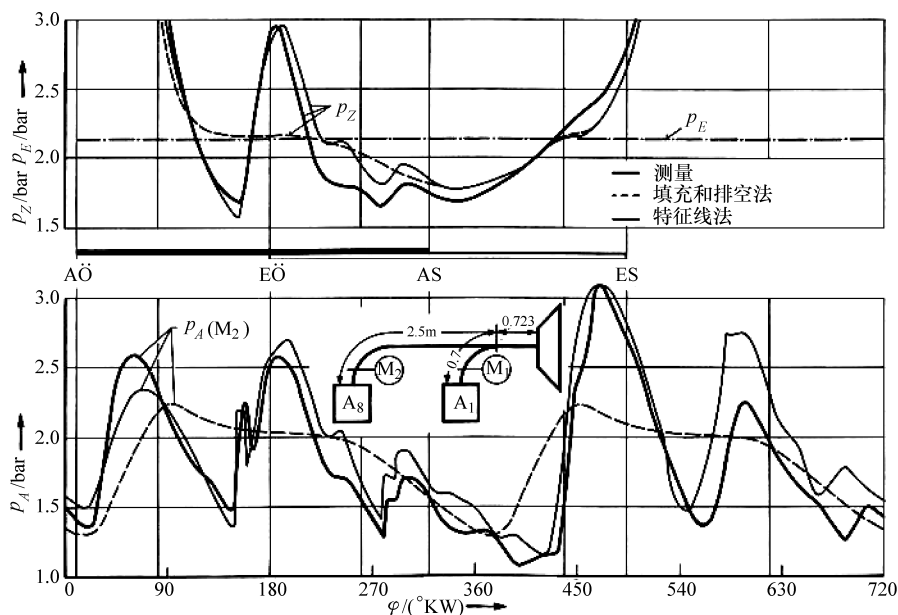


图 8.6 一台高速四冲程柴油机的换气过程压力变化的计算/测量结果比较

MAN V8V 23/23 ($p_e = 13\text{bar}$ @ 1500r/min)

图注同图 8.5

图 8.6 展示了双管脉冲增压的发动机， $D = s = 230\text{mm}$ ，管段相对于气缸直径明显较长，转速水平大于 3 倍。相应地，采用填充和排空法只能趋势性地显示气缸 A_8 （测点 M_2 ）后废气压力变化曲线的强烈脉动，而用（一维）特征线法则可很成功地反映这种变化情况，它甚至可以对 $\varphi \approx 150^\circ\text{KW}$ 时在排气管内出现的压缩脉冲相当好地反映出来，它简单地解释了气缸 A_8 从 $A\ddot{O}$ （排气门打开）起“自己产生”

的废气压力峰沿着长的管路到达涡轮机，再由涡轮机返回测点 M_2 的距离（共计约 6m），同时压力波的前峰越来越陡峭。这个反射的压力峰 p_A 较高，由于排气门还开着，从 $\varphi \approx 150^\circ \text{KW}$ 开始渗透到气缸压力。而对这些现象，填充和排空法当然不如特征线法那样准确地反映出来。

在 [11] 中的对比分析还表明，当强烈的脉动压力变化过程在填充和排空法中自身不能完全逼真地再现的情况下，而用它计算的循环积分的发动机运行参数却与相应的测量值相当好地吻合。零维模型程序系统对增压发动机的（初步）设计计算是非常适合的，尤其是将气体交换管路中的瞬态状态变化作为一维管流来计算时，相比之下，零维模型程序系统有计算时间短的优势。因此，零维计算方式在实时的发动机工作过程模拟时只需要较短的计算时间^[21]。另一方面，特别是要对气体交换管路的状态变化尽可能逼真地进行模拟时，而很多汽车发动机在大多数应用中对状态变化都有要求时，需要使用一维模型程序系统^[14,15]。

下面将用简单的汇总形式介绍程序的基础和工作方式，该程序一维模拟发动机的气体交换管路系统。

一台（多缸）发动机的实际系统被看作是一个单管件系统，即是单管件通过所谓的连接模块与其他单管件连接在各自末端的一个系统。连接模块将按有存储功能（如发动机气缸和一个容器）以及没有存储功能（如一块挡板、一个横截面突变、一支歧管，或者一个废气涡轮机）来区分。

每个管段的流动作为一维的非定常流来建模，另外可以考虑管段长度上管道横截面、壁面摩擦和壁面热传递的变化。

质量守恒定律（公式（8.23））、动量守恒定律（公式（8.24））和能量守恒定律（公式（8.25））应用到一个任意短的流动长度 dx ，形成基本方程^[16]：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot A \cdot dx) = - \frac{\partial}{\partial x}(v \cdot \rho \cdot A) \cdot dx \quad (8.23)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot v \cdot A \cdot dx) = & - \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot v^2 \cdot A) \cdot dx - \frac{\partial}{\partial x}(p \cdot A) \cdot dx \\ & + p \frac{\partial A}{\partial x} \cdot dx - k_R \cdot \rho \cdot A \cdot dx \end{aligned} \quad (8.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \cdot A \cdot dx \cdot \left(u + \frac{v^2}{2} \right) \right] = - \frac{\partial}{\partial x} \left[v \cdot \rho \cdot A \cdot \left(h + \frac{v^2}{2} \right) \right] \cdot dx + q \cdot A \cdot dx \quad (8.25)$$

式中， x 为沿管轴方面的坐标轴（m）； t 为时间（s）； $A(x)$ 为在位置 x 的空管横截面积（ m^2 ）； $p(x, t)$ 为压力（Pa）； $T(x, t)$ 为温度（K）； $\rho(x, t)$ 为密度（ kg/m^3 ）； $v(x, t)$ 为流速（ m/s ）； $u(x, t)$ 为比内能（ J/kg ）； $h(x, t)$ 为比焓（ J/kg ）； k_R 为与质量 $\rho \cdot A \cdot dx$ 相关的外部摩擦力（管摩擦）（ N/kg ）； q 为每单位体积和时间通过管壁导入的热量（ W/m^3 ）。

这些守恒定律构成一个偏微分方程系统，其求解最初是使用经典的特征线法^[11,17]，在文献 [18] 中甚至使用图解法，但这些方法很快被所谓的差分法所取代。

连接模块总是零维模型。根据模型介绍，模块以及与模块相连的管段中受模块影响的流动干扰没有向 x 方向延伸，模块的非定常流动可作在一个微分时间段内稳定流动来看待。

作为一维发动机工作过程模拟的应用实例是程序系统 PROMO^[19] 在一台带废气涡轮增压、增压空气冷却和废气再循环的 4 缸乘用车柴油机上的应用^[13]。图 8.7 显示了通过单管和连接模块构建的这台发动机气体交换管路系统模型。

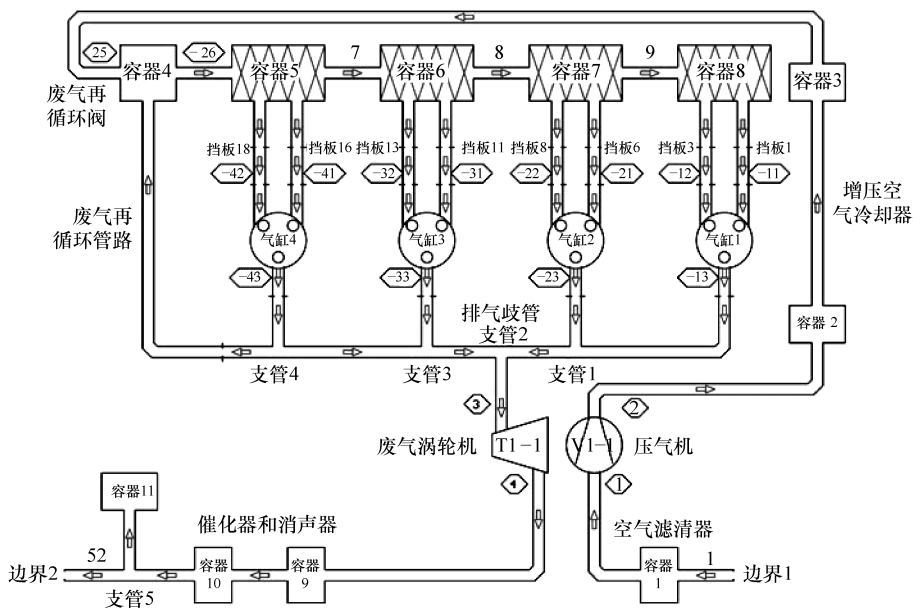


图 8.7 用程序系统 PROMO 创建的 4 缸乘用车柴油机的气体交换管路示意图（来自 [13]）

图 8.8 显示了涡轮机前的测点和进气管路系统三个测点用 PROMO 计算和测量得到的压力变化曲线，由此表明，计算和测量结果相当吻合。尤其是进气门前的进气通道和涡流通道中的进气压力变化曲线显示出的较大差别能非常逼真地被计算出来。这种有差异的现象不能通过零维，而是只能通过一维气体交换管路系统模型化来体现。

8.3.2 三维模拟

现如今，三维流动计算已经达到在发动机开发中采用计算流体动力学（CFD）方法的技术层面。尤其是 CFD 对液力和热流体机械当今能够达到很高的开发水平

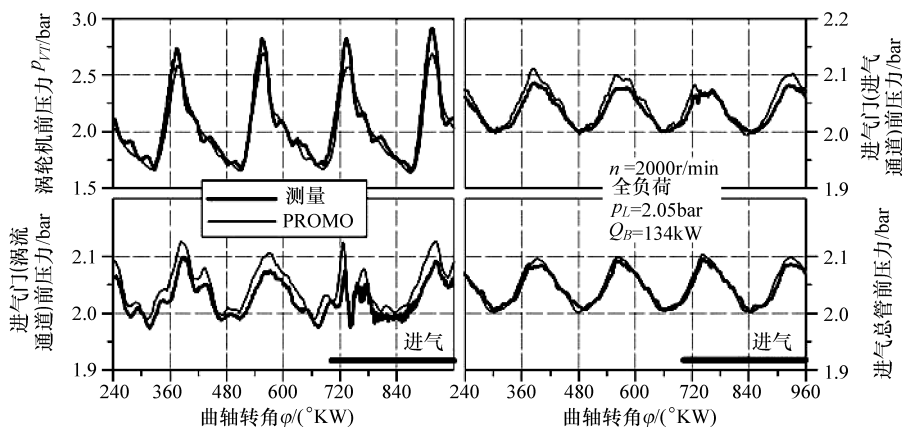


图 8.8 涡轮机前压力变化以及发动机进气系统压力按照图 8.7 计算/测量结果比较
全负荷 @ $n_M = 2000 \text{ r/min}$, 采用 PROMO 程序计算 (来自 [13])

起到了决定性的作用, 首先, 接近现实的流动模拟在叶轮网格流的应用中扮演重要的角色。

对于内燃机, 目前首先在下列场合使用 CFD 应用程序:

(1) 缸内工作过程

- 进气、压缩、燃烧、膨胀、排气阶段气缸内的流动云图。
- 缸内直喷发动机内部混合气形成。
- 火焰前锋扩散和污染物形成。
- 二冲程发动机的扫气流。

(2) 在气体交换管路系统中的气体流动

- 流动云图和压力损失。
- 气门流量。
- 到达压气机和涡轮机的流动以及压气机和涡轮机内部流动。
- 到达热交换器和催化器的流动以及热交换器和催化器内部流动。
- 再循环废气在进气管道中混合。

(3) 在喷射系统中的流动和冷却剂的流动 特别是对气蚀的检测。

现在可用于三维 CFD 计算的商用软件包, 如 CD - adapco 公司的 STAR - CD, ANSYS®公司的 FLUENT 或 AVL 公司的 AVL FIRE®, 都可从所研究的系统 (组件) 的 CAD 数据中直接导出, 形成 CFD 网络。

在 CFD 计算时, 给定的边界条件对计算结果逼近实际有显著的影响作用, 所以, 计算带进气涡流的流入气缸的流动过程时, 应该无条件地将由一维流动计算得到的状态变化曲线作为进气通道进口处三维计算的边界条件, 而不仅仅是一个恒定

的压力平均值。

图 8.9 显示了文献 [22] 中流入到一台汽油机气缸的气流和在气缸内由此而形成的湍流，同时标出流动矢量方向和当地的流速大小。

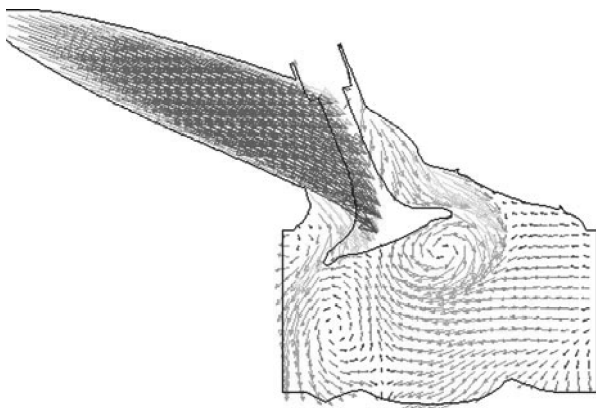


图 8.9 气流进入马勒公司的 1.2L 三缸 DI 汽油机的气缸 (来自 [22])

作为一个实例，图 8.10 显示了一台汽油机的进气管路系统瞬态流速计算的一维和三维模拟的可能组合^[23]。

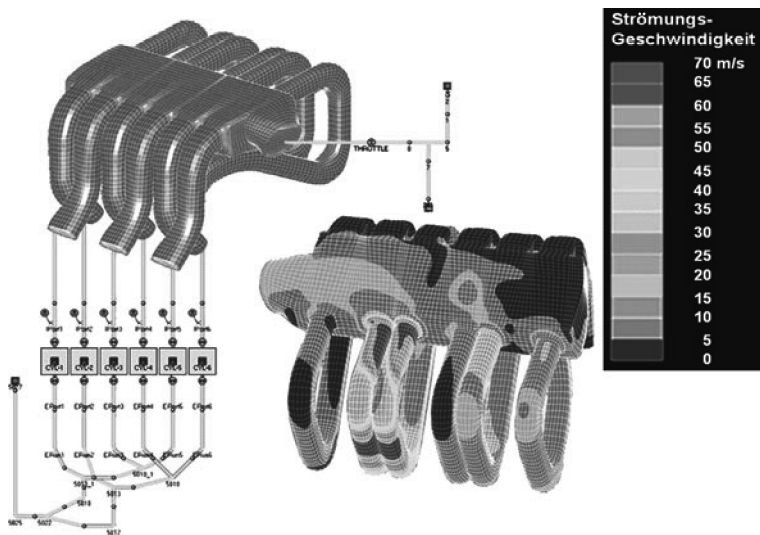


图 8.10 一维和三维模拟的耦合，一维计算用 GT - Power，三维计算用 STAR - CD (来自 [23])

在涡轮增压器的开发中，CFD 方法是一个特别有价值的开发工具。图 8.11 显示了一台具有双流道涡轮机的商用车发动机的涡轮增压器的压气机和涡轮机流动的流线轨迹，由轨迹可以明显看出，不仅在压气机，而且在涡轮机流出时都有强烈的涡流，并且，在涡轮机出口的一定距离涡旋逐渐消失。图 8.12 表示了一台涡轮增压器压气机中计算得到的压力分布。



图 8.11 一台带双涡道涡轮机的商用车发动机的涡轮增压器的流动（来源：福伊特增压器公司）



图 8.12 一台涡轮增压器的压气机内的压力分布（来源：福伊特增压器公司）

8.4 发动机动态运行

为了能够模拟发动机的运行性能与其所驱动的系统（使用者）的共同影响作用，除了发动机模型外，还需要附加使用者的数学模型。当发动机用于道路车辆驱动时，用一个模型去表述使用者的特征，该模型用数学的方法描述车辆的纵向动力学，并用一个变速器模型和一个行驶模型作为补充，并根据需要，也许还要补充其他子模型。

实际上，在车辆的行驶过程中，发动机从未处于真正的稳定运行状态，而总是处于一个或多或少的明显的动态运行状态。如果车辆加速，发动机除了要克服传动

机构的惯性（用极惯性矩 Θ_M 表示）外，主要还要克服整车质量的惯性，后者用发动机转速减少的极惯性矩 Θ_F 来表示。

根据角动量守恒定律：

$$(\Theta_M + \Theta_F) \cdot \frac{d\omega_M}{dt} = M_d - M_F \quad (8.26)$$

式中， ω_M 为发动机轴（曲轴）的角速度； M_d 为发动机的有效转矩； M_F 为车辆行驶阻力作用在发动机轴上的负载转矩。

根据：

$$\frac{d\omega_M}{dt} = \frac{d\omega_M}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\omega_M}{d\varphi} \cdot \omega_M \quad (8.27)$$

由于发动机转矩与负载转矩的不平衡导致的曲轴角速度随曲轴转角的变化为

$$\frac{d\omega_M}{d\varphi} = \frac{M_d - M_f}{\omega_M \cdot (\Theta_M + \Theta_F)} \quad (8.28)$$

对于废气涡轮增压发动机，发动机加速时，涡轮增压器也必须加速。根据涡轮增压器转子的角动量守恒：

$$\Theta_{TL} \cdot \frac{d\omega_{TL}}{dt} = \frac{P_T - P_V}{\omega_{TL}} \quad (8.29)$$

式中， Θ_{TL} 为涡轮增压器转子的极惯性矩； ω_{TL} 为涡轮增压器转子的角速度； P_T 为由涡轮机给出的功率； P_V 为压气机吸收的功率。

关联式为

$$\frac{d\omega_{TL}}{dt} = \frac{d\omega_{TL}}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\omega_{TL}}{d\varphi} \cdot \omega_M \quad (8.30)$$

由于涡轮机和压气机功率不平衡导致的涡轮增压器转子的角速度随曲轴转角的变化为

$$\frac{d\omega_{TL}}{d\varphi} = \frac{P_T - P_V}{\omega_M \cdot \omega_{TL} \cdot \Theta_{TL}} \quad (8.31)$$

对于机械增压发动机，增压器和由发动机驱动的要加速的旋转质量换算为曲轴转速下的极惯性矩，并附加到发动机的极惯性矩 Θ_M 上。由增压器吸收的压气机功率通常作为发动机摩擦功率的一部分，并在 M_d 中加以考虑。

参 考 文 献

1. Woschni G (1965) Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen. Motortechn Zeitschrift MTZ 26(11):491-499
2. Woschni G (1967) A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. SAE Paper 670931
3. Lange W, Woschni G (1964) Thermodynamische Auswertung von Indikatordiagrammen, elektronisch gerechnet. Motortechn Zeitschrift MTZ 25(7):284-289
4. Vibe II (1970) Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren. VEB Technik Berlin
5. Woschni G, Anisits F (1973) Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen. Motortechn Zeitschrift MTZ 34(4):106-115

6. Csallner P, Woschni G (1982) Zur Vorausberechnung des Verbrennungsverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen. *Motortechn Zeitschrift MTZ* 43(5):195–200
7. Bargende M (1991) Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren. Dissertation TU Darmstadt
8. Hohenberg G (1979) Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. SAE Paper 790825
9. Justi E (1938) Spezifische Wärme, Enthalpie und Dissoziation technischer Gase. Springer, Berlin
10. Buchwald R (2000) Motorprozeßsimulation als Werkzeug zur Optimierung von Ottomotoren. Dissertation TU Berlin, Wissenschaft und Technik Verlag Berlin
11. Pucher H (1975) Vergleich der programmierten Ladungswechselrechnung für Viertakt Dieselmotoren nach der Charakteristiktheorie und der Füll- und Entleermethode. Dissertation TU Braunschweig
12. Pucher H (1977) Ein Rechenprogramm zum instationären Ladungswechsel von Dieselmotoren. *Motortechn Zeitschrift MTZ* 38(7/8):333–335
13. Berndt R (2009) Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozess-Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Dieselmotoren. Dissertation TU Berlin
14. Seifert H (1998) Sechszylinder-Reihenmotor M104 von Mercedes-Benz – ein Ausschnitt eines Innovationsprozesses, Teil 3. *Motortechn Zeitschrift MTZ* 59(3):200–212
15. N N (2004) GT-Power – User's Manual and Tutorial, GT-Suite TM Version 6.1, Gamma Technologies Inc Westmont IL
16. Peters A (1978) Analyse instationärer Strömungsvorgänge beim Ladungswechsel eines Mehrzylinder-Ottomotors und eines aufgeladenen Dieselmotors. Dissertation Ruhr-Universität Bochum
17. Seifert H et al (1972) Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in den Rohrleitungssystemen von Mehrzylindermotoren. *Motortechn Zeitschrift MTZ* 34(11):421–428
18. Seifert H (1962) Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Springer, Berlin
19. Linnhoff HJ (1998) Dokumentation zum Programmsystem PROMO/PROGRAF. Ingenieurbüro Prof. Dr.-Ing. H. J. Linnhoff, Bochum
20. Bredenbeck J (1996) Motorprozess-Simulation als Wissensbasis. Dissertation TU Berlin
21. Friedrich I (2008) Motorprozess-Simulation in Echtzeit – Grundlagen und Anwendungsmöglichkeiten. Dissertation TU Berlin, Shaker Verlag, Aachen
22. Korte V, Blaxill H, Lumsden G, Hancock D (2008) Downsizing am Beispiel eines 1,2l 3-Zylindermotors. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik
23. Schernus S, Märtens T, Willems W, Hopp M, Oehlschlegel H J (1998) 1D/ 3D Computational Analysis of a V6 S.I. Variable Intake Manifold. GT-Suite Users Conference, Frankfurt-Raunheim, Detroit

第9章 废气涡轮增压的特性

9.1 排气管的影响

9.1.1 在不同气缸数及点火间隔下排气管的连接

实际上首先进入实用的废气涡轮增压是发动机所有气缸连接到排气总管上，也就是恒压增压。然而，A. Büchi 的专利（1925 年 11 月 30 日瑞士专利文档编号 122 664，DRP 568 855）的生效成为能实用的方案的突破口。依据压力波工作方式，涡轮机中排气管、废气涡轮机的入口截面的确定和发动机配气正时的选择应该要保证排气门打开后排气管中的压力 p_A 超过在增压空气管路中的压力 p_E ，但是在扫气阶段，压力 p_A 会降低到增压压力以下（见图 3.10），如今称之为脉冲增压。

照这样说来，两个依次排气的气缸的点火间隔（ZAB）应该多长，才能保证随后进行的换气过程的排气，特别是在扫气过程中不受影响？在四冲程发动机中，排气门通常是在下止点（UT）前 $40^\circ \sim 70^\circ \text{KW}$ （曲轴转角）打开，对于增压发动机，为了能够实现扫气，在上止点（OT）后 $40^\circ \sim 60^\circ \text{KW}$ 关闭。由此，可以得出气门的开启时间为 $260^\circ \sim 310^\circ \text{KW}$ 。因此，理论上，点火间隔与这个开启时间相同时，随后的气缸可以在其排气管中排气。但实际上点火间隔可能会小一点，因为一方面在排气门打开和在排气管中压力明显升高之间会有一个时间差；另一方面，压力波在随后的排气过程到最初那个气缸（处于扫气状态）的传播也需要时间，要从中扣除。

因此，实际上，四冲程发动机的 240°KW 点火间隔或者二冲程发动机的 120°KW 点火间隔能够很好地满足要求，且所有发动机气缸数能够被 3 整除（称之为三管脉冲）。

相应地，在三缸发动机（3R（3 缸直列））中，所有气缸都汇总在 1 个排气歧管中。在六缸发动机（6R 和 6V（6 缸 V 形））中，气缸汇总在两个排气歧管中。在九缸发动机（9R）中，则汇总在 3 个排气歧管中，每一个歧管中的 3 个气缸在点火间隔为 240°KW 条件下排气。相应地，汇总到涡轮机上的歧管的数量应根据涡轮机入口截面来分割。在轴流式涡轮机中，喷管环要分成相应数量的喷管环扇形

体，在六缸发动机中应分成两个，在九缸发动机中则要分成三个。

在径流式涡轮机中，对于六缸发动机，容易想到要采用一个带有双涡道（*twin-scroll*）涡轮机壳体或双流道涡轮机壳体，见图 7.28。但是对带有简单涡壳（单涡道（*single-scroll*））的径流式涡轮机，六缸发动机的两个排气歧管应该在尽可能靠近汽轮机进口前汇合。

图 9.1 证实一个结论：当采用 240°KW 的点火间隔时，气缸（这里指气缸 1）在其气门叠开 $\Delta\varphi_{VU}$ 期间的扫气压力差为正值，而且扫气并不受之后的气缸（气缸 3）的干扰。其排气压力峰值在 $(240^\circ\text{KW} + \text{压力波传播时间})$ 之后才出现在测点（气缸 1 之后）上。

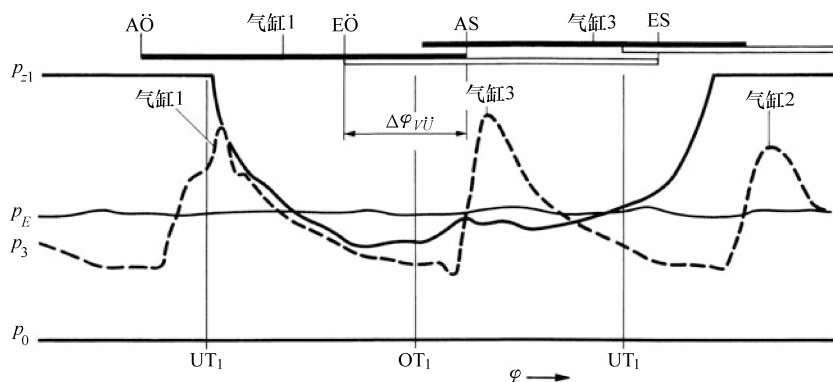


图 9.1 中速 6R - 四冲程柴油机三管脉冲增压

p_{z1} —在气缸 1 中的压力 p_3 —气缸 1 后的废气压力 p_E —进气压力 p_0 —环境压力

AÖ—排气门开启 EÖ—进气门开启 AS—排气门关闭 ES—进气门关闭

UT₁—1 缸下止点 OT₁—1 缸上止点

对于气缸数能够被 2 整除的发动机，可以按照对称的二管脉冲实现排气侧的气缸汇合，四冲程的点火间隔为 360°KW ，二冲程的点火间隔为 180°KW 。图 9.2 显示的是 8R 四冲程发动机在换气过程气缸 1（Zyl. 1）入口处和气缸 1 内的压力变化，气缸 1 与气缸 8 汇总在一个排气歧管中进行排气。

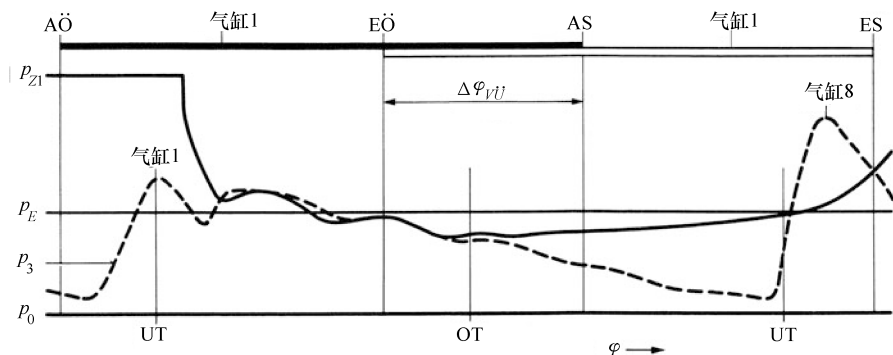


图 9.2 采用对称二管脉冲的中速 8R 四冲程柴油机

图注见图 9.1

这种二管脉冲与三管脉冲相比，更长的点火间隔能够保证在任何情况下，下一个要进行排气的气缸（图 9.2 的气缸 8）不会对之前排气的气缸在其扫气阶段（ $\Delta\varphi_{v0}$ ）产生干扰。这个更长的点火间隔甚至会有缺陷，因为排气歧管似乎是“空运转”，也就是说，在其他气缸将废气排到歧管之前，废气压力 p_3 已基本降到环境压力 p_0 。在该阶段中，伴随着如此小的压差，供给涡轮机的废气会以极低的涡轮机效率工作。

相对于三管脉冲，（对称）的二管脉冲的这个缺陷可以根据配置轴流式涡轮机的 6R 四冲程增压发动机很好地加以说明。

原则上来说，不仅三管脉冲，而且（对称的）二管脉冲都是可以实现的。假定：对应于相同的额定功率，对于两个方案，如果也采用相同的涡轮机，由此，根据图 9.3，涡轮机的喷嘴环必须在三管脉冲中分割成两个扇形区，在二管脉冲中则分为 3 个扇形区。实现三管脉冲时，可以得到与图

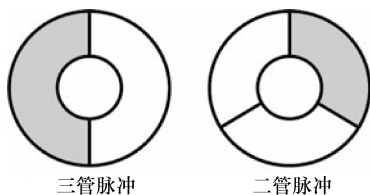


图 9.3 三管脉冲、二管脉冲下 6R 发动机的轴流式涡轮机喷嘴环扇形图

9.1 相应的换气过程。对于来自单一气缸的废气收集，涡轮机采用半个喷嘴环截面。相应地，随着排气门打开而产生的废气压力峰值（ p_3 ）会再次快速降低，并可能形成正值的扫气压力差。点火间隔没必要过长，当后续排气的气缸将废气排入排气歧管中时，不至于使压力 p_3 降低到环境压力 p_0 。反之，实现二管脉冲时，涡轮机仅需 1/3 喷嘴环截面（见图 9.3），就可吸收单个气缸的废气。相应地，废气压力峰值更缓慢地降低，并且发动机扫气（正的）压力差缓慢降低。此外，相对于三管脉冲，比 120°KW 更长的点火间隔会导致之前已经提到的歧管的“空运转”，出现这种情况时，只能在低（中）涡轮机效率下运行。

5R 和 7R 发动机脉冲增压的实现还是个难题，需要采用带非对称二管脉冲的二歧管或三歧管，甚至还有一支只有单缸排气的歧管。所以，在 5R 四冲程发动机中，在非对称二管脉冲歧管中的点火间隔分别为 432°KW 和 288°KW ，单管脉冲的歧管的点火间隔刚好为 720°KW 。相应地，在涡轮机中的废气能量转换比三管脉冲更为不利。

作为四冲程直列发动机的管路分布和气缸汇总的例子见图 9.4，这也适用于相同点火次序下的二冲程发动机，V 形发动机的例子参见图 9.5。

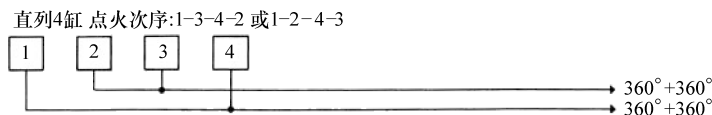


图 9.4 四冲程直列发动机脉冲增压的管路分布和气缸汇总实例

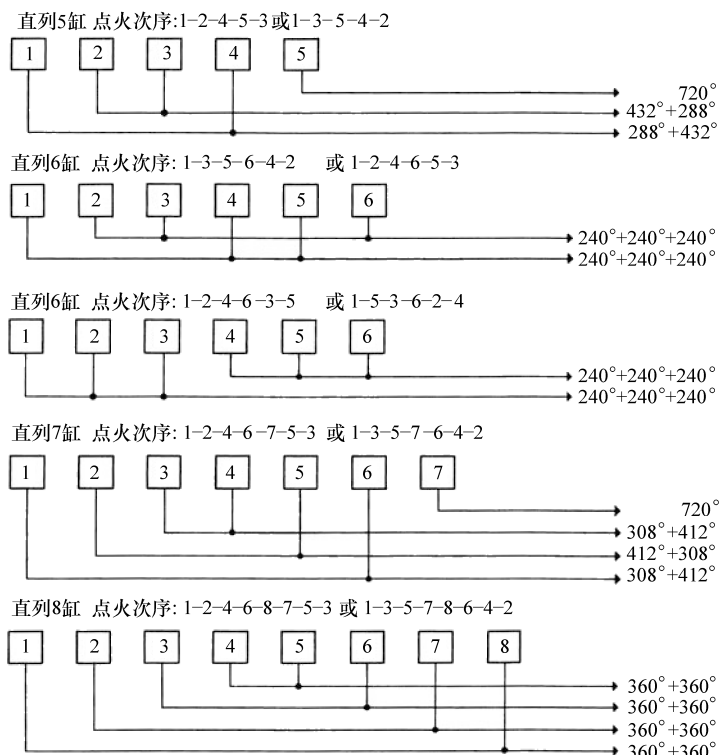
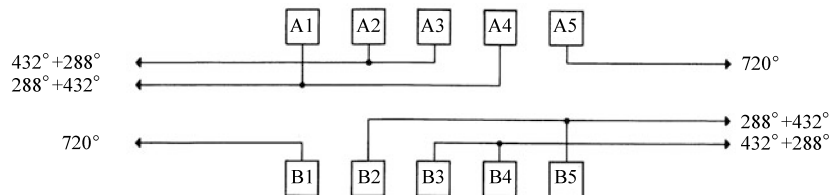
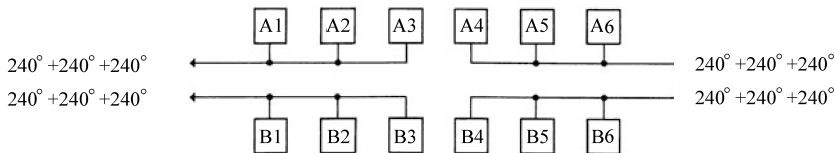


图 9.4 四冲程直列发动机脉冲增压的管路分布和气缸汇总实例 (续)

V形10缸 点火次序: 1-2-4-5-3



V形12缸 点火次序: 1-5-3-6-2-4



V形16缸 点火次序: 1-7-4-6-8-2-5-3

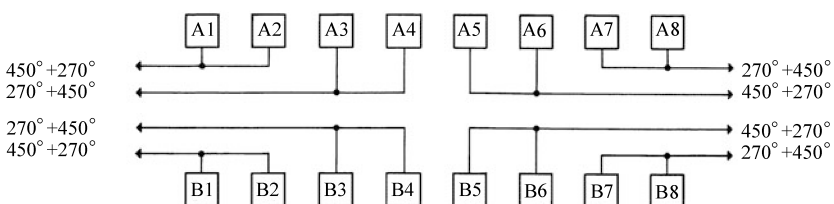


图 9.5 四冲程 V 形发动机脉冲增压的管路分布和气缸汇总实例

9.1.2 在脉冲增压和恒压增压情况下技术上可用的废气能

20 世纪 70 年代起, 在大功率柴油机中越来越多地用恒压增压替换了脉冲增压, 从发动机方面来看, 这至少有以下优点:

- 管路布置简单, 因此, 排气管成本更低; 特别是对于 V 形发动机, 管路可以更好地布置在下方。
- 与气缸数无关的更加稳定的增压特性, 空气更加均匀地分布到各个气缸, 同样也适应于对脉冲增压不利的气缸数 (5R 和 7R 以及 10V 和 14V)。因此, 发动机的热应力也很均匀。
- 可自由选择点火次序, 废气涡轮增压器布置的自由度更大。

在大功率发动机中, 脉冲增压和恒压增压这两种方式中的哪一种能够更好地把从发动机气缸中释放的废气能转化为在轮机中的技术功, 这个问题依赖于相关研究, 该研究是以借助于发动机工作过程模拟的中速四冲程柴油机为基础的, 在排气管路系统中的非稳态流动按照特征线法进行计算^[1]。图 9.6 为脉冲增压和恒压增压各自的排气管路布置示意图。

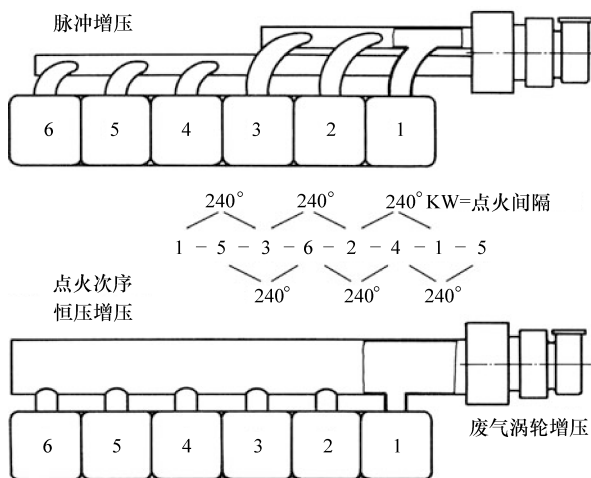


图 9.6 6R 四冲程大功率柴油机在脉冲增压和恒压增压情况下的排气管路布置

废气从气缸中排出 由假设可以得出: 所观察的发动机在脉冲增压和恒压增压情况下有相同的额定功率运行工况点和相同的增压压力, 因此, 可以做进一步的假设: 在排气门打开 (AÖ) 情况下气缸状态也相同。

下面用定义废气的比技术功做功能力 Δh_t 来陈述。对此, 当气体从状态:

- 静态压力 p
- 静态温度 T
- 流动速度 c

开) 时的 $m_A = 0$ 到 AS (排气门关闭) 时的 $m_{A,AS}$ 。在图示中, 曲线 $\Delta h_{t,Z}(m_A)$ 及 $\Delta h_{t,A}(m_A)$ 下的面积直接描述了在排气过程中总共提供的比技术功做功能力 H_Z 及 H_A :

$$H_Z = \int_0^{m_{A,AS}} \Delta h_{t,Z} \cdot dm_A \quad (9.5)$$

$$H_A = \int_0^{m_{A,AS}} \Delta h_{t,A} \cdot dm_A \quad (9.6)$$

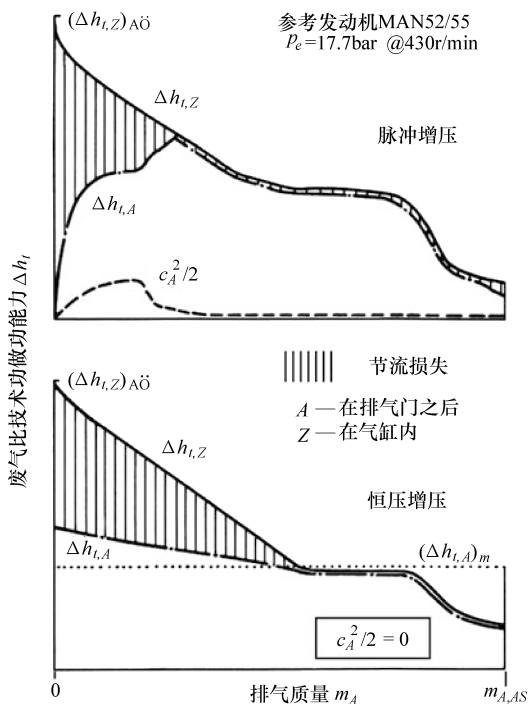


图 9.8 在排气过程中废气的技术功做功能力与瞬时已排出的废气质量 m_A 的关系

脉冲增压

时间点 AÖ 描述的是在气缸内废气的比技术功的做功能力 $\Delta h_{t,Z(AÖ)}$ 。排气门后废气的比技术功做功能力几乎为 0。由于节流损失 (超临界压力比), 排气过程 (预排气) 的第一阶段 $\Delta h_{t,A}$ 明显低于 $\Delta h_{t,Z}$ 。随着有效的排气门截面积的增加和随之变小的压力比 p_Z/p_A , 节流损失 (图 9.8 中垂直的阴影部分) 会减小, 而且 $\Delta h_{t,A}$ 会逼近 $\Delta h_{t,Z}$ 。继续进行的、同时也是排气过程中最长的阶段, $\Delta h_{t,A}$ 会在 $\Delta h_{t,Z}$ 之下 (但紧靠) 运行, 此时, 相应地所出现的节流损失很小。对于脉冲增压, 已经包含在废气的比技术功做功能力 $\Delta h_{t,A}$ 中的废气比动能 $c_A^2/2$ 在图 9.8 中再一次

特别显示出来。在恒压增压中，相应于开始时所做的假设，设置为0。

恒压增压

由于排气管中（平均的）压力 p_A 是恒定，所以在排气管中从气缸中出来的废气成分的比技术功做功能力 $\Delta h_{t,A}$ 的变化只是由其温度来确定的，见公式（9.4）。但该温度很快就达到废气的平均温度。因此，在排气总管中废气的比技术功做功能力在时间上是一个定值 $(\Delta h_{t,A})_m$ 。相应的，在（带点的） $\Delta h_{t,A}$ 线以下的面积与矩形 $(\Delta h_{t,A})_m \cdot m_{A,AS}$ 相对应。

为了能够用一个无量纲的参数来评估废气从气缸流向排气管过程中技术功做功能力，并且可以对不同的发动机类型、增压方式和负荷状态进行比较，根据 [2]，定义流动效率：

$$\eta_A = \frac{H_A}{H_Z} = \frac{\int_{A\ddot{O}}^{AS} \Delta h_{t,A} \cdot \frac{dm_A}{d\varphi} \cdot d\varphi}{\int_{A\ddot{O}}^{AS} \Delta h_{t,Z} \cdot \frac{dm_A}{d\varphi} \cdot d\varphi} \quad (9.7)$$

相应地，写成：

$$\frac{H_Z - H_A}{H_Z} = 1 - \eta_A \quad (9.8)$$

由气缸提供的比技术功做功能力的一部分通过节流而损失了。

图 9.9 显示了 [1] 中所考察的中速四冲程柴油机 η_A 的变化过程，当以三管脉冲（6R）、不对称二管脉冲（5R）以及用恒压增压运行时，通过在额定功率（额定负载 p_e ）和恒定的额定转速时的平均有效压力的增长来描述。对于横坐标轴上确定的 p_e 值，结合 p_L ，可以给出（计算得到的）增压压力值。之后的二管脉冲和三管脉冲的 η_A 变化过程基本上是一样的，并且明显高于在 $p_e = 25\text{bar}$ 下才能够达到同样水平的恒压增压。

还应考虑的是：废气涡轮机时间上恒定的排气能量流（如在恒压增压情况下）能够比脉冲能

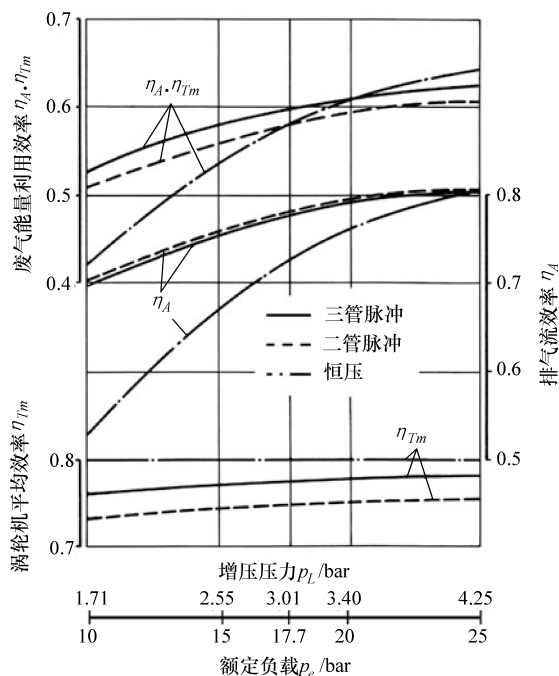


图 9.9 脉冲增压和恒压增压时废气能利用效率与额定负载的关系（来自 [1]）

量流情况下更有效地转化为机械功。

假定废气涡轮增压器校准至额定功率点，在（理想的）恒压增压中，由于在整个工作循环中转速 u/c_0 恒定，因此就可以以最大的涡轮机效率（ $\eta_T = 0.8$ ）工作（图 9.10）。由于在脉冲增压中转速 u/c_0 的波动，同样也导致了相同的涡轮机在 $\eta_T \leq 0.8$ 范围内效率也出现波动。由于在二管脉冲中，涡轮机前的压力变化降到环境压力，在这个阶段，根据定义： $c_0 = 0$ 和 $u/c_0 = \infty$ ，由此： $\eta_T = 0$ 。

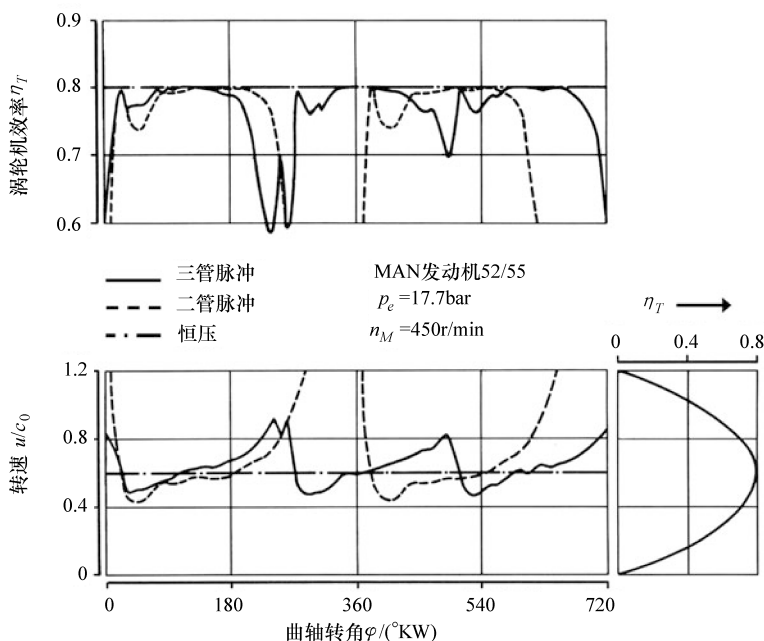


图 9.10 脉冲增压和恒压增压时中速四冲程柴油机一个循环中的涡轮机效率和转速的变化（来自 [1]）

涡轮机平均效率：

$$\eta_{Tm} = \frac{\int_0^{720} \eta_T \cdot \Delta h_{sT} \cdot \frac{dm_T}{d\varphi} \cdot d\varphi}{\int_0^{720} \Delta h_{sT} \cdot \frac{dm_T}{d\varphi} \cdot d\varphi} \quad (9.9)$$

也可以定量地显示（图 9.9）。在（理想的）恒压增压过程中，废气能量可以在涡轮机中最有效地做功，而三管脉冲增压优于二管脉冲增压。

气缸中废气技术上的做功能力最终有多少可以由涡轮机转换成技术功，可以通过 $\eta_A \cdot \eta_{Tm}$ 的乘积，即废气能量利用效率来描述（见图 9.9 上侧）。由此可见，对于 p_e 值而言，恒压增压在额定功率 $p_e = 18 \sim 20 \text{ bar}$ 时可与脉冲增压持平，而在更高

的 p_e 值时能取得比脉冲增压更好的效果。

在 1977 年实施比较性研究时已表明, 在当时的大功率柴油机额定功率 p_e 约为 18bar 的技术水平状态下, 从脉冲增压完全切换到恒压增压从热力学的角度来看是合乎情理的。而在此期间, 中速四冲程柴油机在额定功率点 $p_e = 25\text{bar}$ 或更高时运行。图 9.11 描述的是当时一台恒压增压的中速四冲程柴油机的进排气道。通过将各歧管 (每一歧管对应一个气缸) 汇合到一起形成发动机总进气或排气收集管的模式, 可以适用于相同气缸类型的任意气缸数量的结构组合。为了补偿热膨胀, 在排气歧管之间、靠近涡轮增压器前和涡轮增压器之间需要安装补偿单元。这种气体交换管路的结构模式可以降低结构设计和制造费用 (成本), 并可简化零部件的支撑。

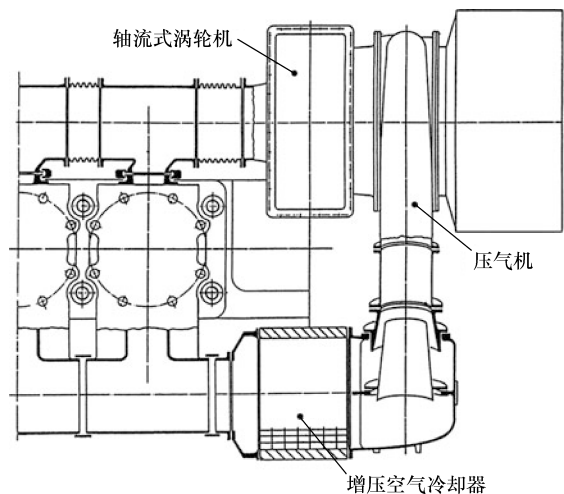


图 9.11 恒压增压的中速四冲程柴油机气体交换管路系统模块 (来自 [3])

确定在各种实际情况下, 哪种增压方式占有优势, 不仅仅取决于全负荷情况下的热力学情况, 而且还与部分负荷下的热力学, 特别是与发动机的使用条件有关。所以, 在汽车发动机中, 基本上脉冲增压优于恒压增压, 因为脉冲增压可以使发动机加速性能更好, 解释如下。

在加速过程刚开始之前, 发动机在低负荷和低速工况运行。由于排气质量流和排气温度相对比较低, 涡轮增压器的效率也是相当低的, 这种情况不仅在恒压增压而且在脉冲增压系统中也是如此。如果需要加速时, 则需要提高发动机的燃油比率, 这样才能相应地提高进入涡轮增压器的废气能量比率。在脉冲增压时, 来自气缸的废气流达到涡轮增压器时是包含动能的, 而在恒压增压过程中, 在废气汇总管中这部分动能便形成了涡流。与此相应地, 在脉冲增压过程中, 涡轮增压器运行速度的增加会更快, 增压压力和转矩变化会更陡。脉冲增压发动机更好的加速特性主要是由于其更小的排气管容积, 因为在加速阶段, 排气管中的这些废气更快地达到更高的能量状态。

由于在所有的发动机型谱中, 在一级增压条件下不断增加的增压度原则上会变

得更加困难，同样在发动机转速的下限范围内，要实现足够高的增压压力和相对满意的加速特性，在今天所有的发动机型谱中都会使用相应的辅助系统，详细内容参见第 10 章。

在低速二冲程大功率柴油机中，早期采用了中速四冲程柴油机中所采用的恒压增压，其原因可归结为以下情况：

- 在二冲程发动机中，恒压增压相对于脉冲增压在更低的平均压力方面其优势是显而易见的。
- 为了保证起动和在最低的功率范围的工作能力，废气涡轮增压的二冲程发动机采用鼓风机，该辅助扫气设备与涡轮机压缩机串联连接、可开启和关闭、电驱动。也可以在加速过程中作为涡轮增压压缩机的辅助装置。这样可以弥补相对于脉冲增压而言，恒压增压发动机存在的缺陷。
- 大功率发动机质量流量大和加速快。大排量的加速时间，例如对于集装箱货轮，与发动机的最大功率和与达到最大功率所需的时间密切相关。

9.1.3 脉冲增压的变型

4 缸直列四冲程发动机的排气管系统可以设计成四管脉冲增压，8 缸直列或者 V 形发动机配置两个四管脉冲排气管，就此而言，这与 A. Büchi 对脉冲增压（当两个相继排气的气缸的点火间隔仅为 180°KW 时）的要求相悖。

如图 9.12 所示，由下一个排气的气缸（气缸 4）收集到的压力峰值因此还出现在气门重叠以及所观察的气缸（气缸 1）的扫气期间。为了避免反吹，相应地，配气正时要与气缸数相匹配（多倍地），尤其是通过排气门的提前关闭。

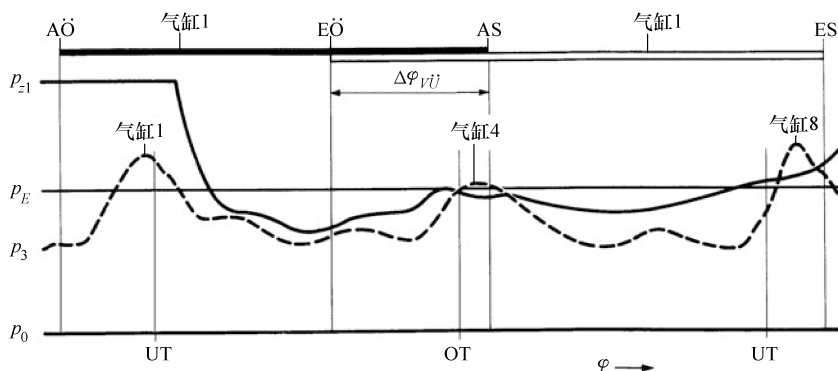


图 9.12 四管脉冲的中速 8 缸直列四冲程柴油机的增压

p_{21} —在气缸 1 中的压力 p_3 —气缸 1 后的废气压力 p_E —进气压力 p_0 —环境压力

AÖ—排气门打开 EÖ—进气门打开 AS—排气门关闭

ES—进气门关闭 UT—下止点 OT—上止点

在随后进行排气的气缸中收集的废气压力峰值，随着位于进气压力下方的平均

排气压力值 (p_3) 与进气压力 (p_E) 的差距越大, 对所考察的气缸的扫气的影响越小, 因此, 涡轮增压器的效率 η_{TL} 也就越高。尤其是在大功率发动机中能够达到如此高的涡轮增压器效率, 以至于对如今的四管增压而言, 几乎没有任何问题。特别是在四管脉冲增压时, 在排气压力变化过程中, 相对于平均排气压力的变化幅度从理论上来讲比三管脉冲甚至二管脉冲要小, 因为单个气缸的废气相对一个更大的涡轮截面排气。

为了在 4 缸、8 缸、16 缸发动机中, 更好地发挥四管脉冲增压相对于二管脉冲增压的优势, 即能够更稳定地向涡轮机提供废气能量, 并能由于更大的涡轮机截面使得更快速地将气缸抽空, 并且能够消除由于点火间隔只有 180°KW (该值在二管脉冲增压中为 360°KW) 可能产生的扫气障碍, 需要开发利用脉冲转换器。

首个脉冲转换器是由 Birman 发明的^[4]。在脉冲转换器中也有较窄的排气管并带有同样的气缸汇总管, 就像在单纯的脉冲增压方式中使用的一样。排气歧管不是在可分离的涡轮节段中, 而是在涡轮机之前在脉冲转换器中就汇总了 (图 9.13)。在该处可以将排气脉冲中所含的压力能通过收缩段, 部分地转化为动能, 并根据原始资料的

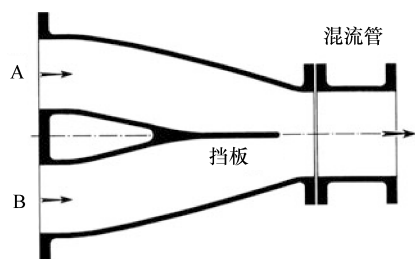


图 9.13 脉冲转换器

描述, 在与单一导管 A 和 B 相连的扩压器中再还原为压力能。因为在扩压器的入口处流体没有完全填满其截面, 因此, 扩压器的效率是很差的, 通常放弃后者, 在挡板后面 (该挡板将废气导管分开) 只安置一个短的混流管 (图 9.13), 在短的混流管中, 单一的速度波与其脉冲进行交换。脉冲转换器的作用很少以从动能到压力能的转换为依据, 而是考虑自由射流的作用, 特别是在临近导管上所产生的喷射器作用。

观察图 9.14 中一台 8 缸直列四冲程发动机的排气管的排列, 图中气缸 3 和气缸 6 汇合在 A 歧管, 气缸 4 和气缸 5 汇合在 B 歧管, A 歧管和 B 歧管流入脉冲转换器, 其余 4 个气缸的排气管也都相应地汇总到脉冲转换器中。

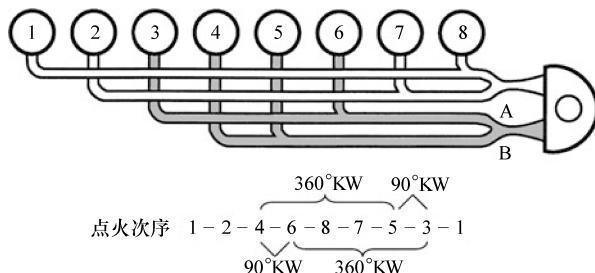


图 9.14 带脉冲转换器的 8 缸直列四冲程发动机的排气管结构 (部分来自于 [5])

从整台发动机而言，点火间隔为 $8 \times 90^\circ \text{KW}$ ，任意两个进入歧管 A 或者 B 的气缸的点火间隔为 $2 \times 360^\circ \text{KW}$ 。例如，当一个从气缸 6 出来的压力脉冲通过脉冲转换器时，在歧管 B 上会产生喷射器作用，即一个抽吸作用。这样一来，气缸 6 在涡轮增压机上反射的排气压力脉冲会以相对较低的压力水平进入歧管 B，并在相应的波动运行后进入气缸 4（在气缸 6 之前 90°KW 已经开始气体交换），并开始进行扫气。由于脉冲转换器的喷射器作用，这个起源于气缸 6，并在涡轮增压机上反射的排气压力脉冲以相当低的压力水平反射到气缸 4，这样就不阻碍其扫气了。

多管脉冲增压是保留脉冲增压（在歧管中分隔）的排气歧管汇总，但是全部的歧管汇合在多脉冲转换器中^[6-12]。图 9.15 描述了 8 缸直列发动机多脉冲转换器的排气管结构。

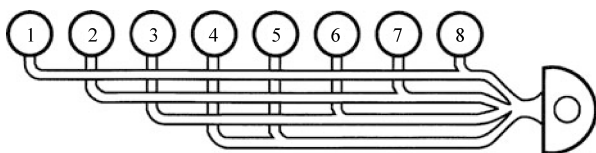


图 9.15 多脉冲增压 8 缸直列发动机的排气管结构图示（来自 [5]）

在实际中，使用多脉冲增压可以达到像恒压增压一样的全负荷效率。部分负荷和加速性能优于恒压增压，但是达不到脉冲增压的数值。

9.2 加速特性

在机械增压中，与发动机主轴连接的压气机总是提供与发动机转速相对应的增压压力，压气机转速与发动机转速之间无滞后。而废气涡轮增压器与发动机仅仅是通过进、排气管路系统连接，其转速和由此产生的增压压力不是直接来自于发动机，而首先是与所提供的废气功率，然后与发动机的功率有关（热力学耦合）。

在怠速时，尤其是在最小的发动机转速时（低于怠速），增压压力是非常小的。假如在这种运行状态下，突然要达到较高的发动机功率，则废气涡轮增压器首先需要通过增大废气能量流（更大的废气质量流和/或更高的废气温度）来达到更高的转速，以至于相对功率提高所需要的空气不会出现滞后。

相应地，加速可分为三种基本情况，图 9.16 描述的是在压气机特性场中不同负荷的运行工况。

图中， n_{M1} 为发动机最低转速； n_{M2} 为发动机额定转速； n_{TL} 为涡轮增压器转速；A 为低于怠速转速；B 为额定转速下的空转；C 为发动机最低转速时的全负荷；D 为额定转速时的全负荷（= 额定功率点）。

粗实线是稳态的发动机运行曲线，虚线是可能的动态的发动机运行曲线（I、II、III）。如果全负荷运行曲线的位置和变化过程在该示意图上是与发动机相对应

的，其（不可调的）涡轮增压器按照同样的发动机运行工况点或额定功率点（运行工况点 D）附近来设计，就像在中速大功率柴油机中那样。

加速情况 I 描述的是从怠速到全负荷的情况，从 A 到 B 是在低速情况下，而从 C 到 D 是在高速条件下。如后者出现在发电机组运行情况下。

图 9.16 在压气机特性场中加速的三种情况示意图（I - III）

从 B 到 D 是第 II 种加速情况，描述的是在全负荷或高负荷情况下，发动机转速的提升。因为在这种情况下，一方面涡轮增压器的转速和在运行工况 B 点的增压压力已经升高了。另一方面，不仅涡轮机加速，发动机的驱动机构和与之相耦合的工作机械的结构部件在第 II 种加速情况下也要尽可能地与涡轮增压器同步。

从低于怠速转速空转（A）到额定功率（D）描述的是第 III 种加速情况，就如汽车和船舶的驱动装置一样，要求涡轮增压器转速变化最可能地大。

图 9.17 描述的是一台中速柴油机接通负载时（驱动直流发电机）的试验结果，通过开关的切换，使发动机的负载瞬时从怠速提高到全负荷。

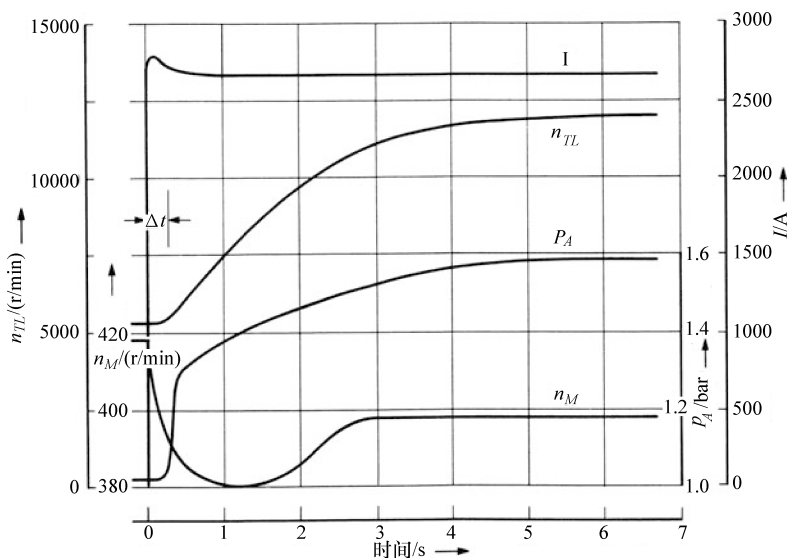


图 9.17 柴油机瞬时输入负载，驱动直流发电机时，电流 I 、涡轮增压器转速 n_{TL} 、排气管中平均废气压力 p_a 、发动机转速 n_M 的变化过程

连接负载后,甚至明显超调,电流 I 瞬时达到最大值。初始阶段功率的不足可以通过转动质量的旋转力矩来补偿,这将导致发动机的转速 n_M 下降约 40r/min。涡轮机前的平均废气压力 p_A 和涡轮增压器的转速 n_{TL} 在延迟 $\Delta t \approx 0.3\text{s}$ 后才开始增加。发动机转速在 1s 之后开始重新增加,而在相当一段时间内涡轮增压器的转速仍未达到额定值。以上说明,发动机已经提供了比发电机所需的过量的转矩,在约 3s 后,能够达到与全负荷相适应的发动机转速,在约 6s 后涡轮增压器能够达到额定转速。

在接通负荷从 0 到 100% 的过程中,发动机能够快速达到新的稳定状态,特别是发动机转速,归咎于这是一台在额定功率时 $p_e = 9\text{bar}$ 的增压度相对比较低的发动机。因为这台发动机在自然吸气状态下能够达到 $p_e = 7.9\text{bar}$,所以实际上在负载连接后就可直接提供发动机的负荷,仅仅只需要弥补 $\Delta p_e = 1.1\text{bar}$ 的功率差。与发动机转速相比,涡轮增压器的转速缓慢上升,在上述情况下就显得不是特别重要了。

当当今的中速机的最大 $p_e \geq 25\text{bar}$ 时,在如此高的负荷连接情况下(从 50% 甚至更高),所配置的废气涡轮增压器能够实现非常理想的加速性能。同样,当应用发动机工作过程模拟在重要的运行范围进行预测时,在第 4 个条件中采用 K. Zinner 推荐的加速值 B ,见公式 (9.10),因为这能够清晰地表现出影响加速的因素的相互作用和总的效果。为了达到理想的加速性能, B 值应尽可能地小。

$$B = \frac{\Theta_{TL} \cdot \omega_b^2}{\dot{m}_L \cdot \eta_{TL} \cdot (\Delta h_{sL})_b} = \frac{\Theta_{TL} \cdot \omega_b^2}{\dot{V}_1 \cdot \rho_1 \cdot \eta_{TL} \cdot (\Delta h_{sL})_b} \quad (9.10)$$

在公式 (9.10) 中的指数 b 应标明,可以使用角速度 ω_b ,该角速度可用于获得所希望的等熵压气机需求值 $(\Delta h_{sL})_b$,这个数值则是通过比较不同结构形状和大小的涡轮增压器叶轮来确定的。

公式 (9.10) 中的分子描述的是在叶轮中,在比较状态 b 条件下所储存的动能,在分母中,通过增压器的流量 $\dot{m}_L = \dot{V}_1 \cdot \rho_1$,等熵增压器需求量可以作为直到状态 b 所提供的多余转矩的一个尺度。此外,在分母中还包含涡轮增压器效率 η_{TL} ,在给定的废气能量下,涡轮增压器效率越高,加速性能也越好。

同样,当在公式 (9.10) 中以 SI 单位制输入常数时,能够得到一个以秒 (s) 为单位的数值。在此,需要指出的是,这个值不可以理解为实际的加速时间,但仍然可以认为, B 值越小,加速性能越好。

为了使涡轮增压器叶轮尽快加速,其惯性矩 Θ_{TL} 应尽可能地小,对于已知角速度 ω_b 或者相应的圆周速度,等熵压气机需求值 $(\Delta h_{sL})_b$ 应尽可能大(高的压力系数,见公式 (5.29))。对于给定叶轮尺寸, $\dot{V}_1$ 应尽可能地大。

对于两个几何形状相似的叶轮, D 可作为特征的长度尺寸和当直径为 D 时的相同的圆周速度,相关性如下:

$$\Theta_{TL} \sim D^5$$

$$\omega_{TL} \sim \frac{1}{D}$$

$$\dot{V}_1 \sim D^2$$

对于相同的等熵压气机需求值，最终得出加速比较值：

$$B \sim D$$

这说明了，在形状尺寸相似性的前提下，为什么在更大的发动机中的更大的叶轮，原则上也有更长的加速时间。考虑到加速性能，更合适的情况是采用更多的小涡轮增压器以替代单个大的涡轮增压机（参见 10.5 节的相继增压）。

涡轮增压器叶轮的惯性矩 Θ_{TL} 除了与形状尺寸有关外，还受所采用的材料的密度的影响。图 9.18 显示了在以下几种不同叶轮结构情况下的比较值 B ：

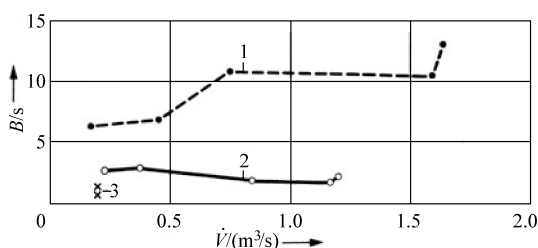


图 9.18 不同结构设计的废气涡轮增压器叶轮的加速值 B

1—轴流式涡轮机、外支承、钢制叶轮 2—轴流式涡轮机、内支承、轻金属制叶轮
3—径流式涡轮机、内支承、轻金属制叶轮

1) 外支承；钢制叶轮，用后弯叶片；轴流式涡轮机。

外支承导致叶轮加重；钢的高密度产生高的惯性矩；后弯叶片 ($\beta_2 < 90^\circ$) 比径向叶片 ($\beta_2 = 90^\circ$) 的压力系数要低；轴流式涡轮机要求相对较重的涡轮机叶轮盘。

2) 内支承；轻金属制压气机叶轮，径向叶片出口；轴流式涡轮机。

内支承叶轮明显减轻；轻金属叶轮减小了惯性矩；径向叶片提供更高的压力系数（相对于后弯叶片），然而从发展趋势来看会降低效率。

3) 内支承；轻金属叶轮，径向叶片出口；径流式涡轮机。

径流式涡轮机叶轮可以采用薄壁结构，以至于相对于相同功率的轴流式涡轮机而言，径流式涡轮机有更低的惯性矩。

关于径流式压气机叶片的出口角 β_2 ，这种结构形式仅用于大型涡轮机，目前通常都采用后弯叶片 ($\beta_2 < 90^\circ$) 设计，因为理论上，能够提供比相对于径向叶片更高的压气机效率。该优势也超过了径向叶片的更高的压力系数，见 5.2.3 小节。

为了实现机动车发动机的增压，这里实际上只按照第 3) 点来考虑涡轮增压器的结构设计，因为这是显然是出于对两个其他结构形式加速性能的考虑。此外，与大功率发动机的涡轮增压器相比，小尺寸的机动车发动机涡轮增压器其径流式涡轮

机的效率要明显优于轴流式涡轮机。

在加速性能方面,脉冲增压原则上优于恒压增压,参见 9.2 节和图 9.19。图 9.19 显示的是发动机工作过程模拟得到的研究结果的比较^[13]。这是一台 $V_h = 3.96\text{L}$ 的 V8 发动机,8 个气缸共用一个气缸体,排气侧一种方案是汇总到恒压管中,另一种方式是其废气经两个四管脉冲歧管后进入双流道径流式涡轮机。除了在脉冲增压下的双流道进气和恒压增压下的单流道进气外,试验比较是以相同结构的废气涡轮机为前提的。

这里所考察的发电机的负载连接从 50% 加载到 100% 时,在脉冲增压中,发动机转速的波动更快地被遏制住,因此出现了更高的涡轮增压器转速和相应的更高的增压压力。在脉冲增压中,涡轮增压器转速的快速增加可归咎于流向涡轮机的废气能量流中所含的动能部分,而在恒压增压中,这部分能量在废气收集管内转换为涡流运动,因此涡轮增压器转速只有一定程度的增加,相当于废气收集管中平均压力的增加幅度。

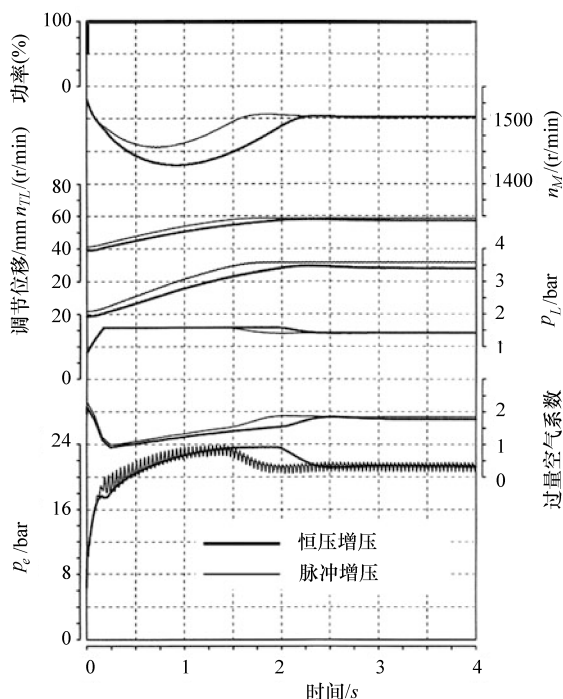


图 9.19 高速 V8 四冲程脉冲增压和恒压增压柴油机 ($V_h = 3.96\text{L}$)
在发电机负荷连接时发动机工作过程仿真结果和比较

9.3 转矩特性

正如在 7.3.1 小节中所介绍的,对于恒定转速(发电机运行工况)的发动机

运行工况和螺旋桨运行工况 ($M_d \sim n_M^2$), 废气涡轮增压器与发动机的匹配运行是没有难度的, 废气涡轮增压器至少在稳定状态下总是能够提供所需的增压压力。困难的是, 为了达到更好的加速性能而要求船用发动机在 (单) 螺旋桨特性曲线的上方有宽广的转矩, 因此, 如今则普遍要求中速四冲程柴油机能够以双螺旋桨特性曲线形式运行。

比如说, 当船舶用两台相同的发动机作为驱动力运行时 (父-子-驱动), 其功率通过变速器叠加, 并且当由此产生的总功率传递到固定螺旋桨的轴上 (见图 9.20 左图), 这种能力也是需要的。发动机转速 n_M 和螺旋桨转速 n_p 是成比例的。如果两台发动机其中一台停止, 则另一台发动机为保持一定螺旋桨转速或发动机转速, 要额外承担原本由静止发动机所承担的负荷 ($p_e \sim M_d$)。做功的发动机必须能够沿着双螺旋桨特性曲线运行。此外还应保证从 MCR (Maximum Continuous Rating 最大持续额定功率) 工况延伸时转速压低。

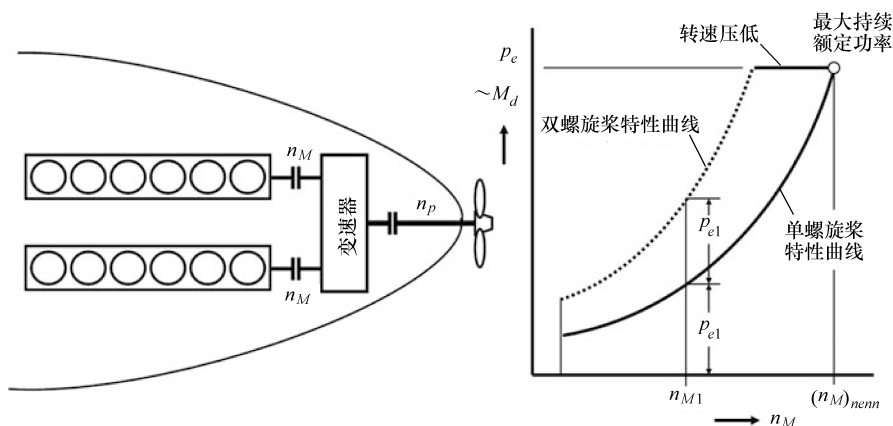


图 9.20 船用双发动机驱动装置 (左图) 和发动机特性场中单、双螺旋桨特性曲线 (右图)

如已在 7.3.1 小节中所述, 对废气涡轮机车用发动机提出了更高的要求。对此, 一方面不只是转速压低, 而且从额定功率运行工况点出发, 随着发动机转速的下降而导致转矩超调。另一方面, 在低转速范围内又要求尽可能高的转矩 (低端转矩)。与此相应地, 为了能够达到目前所要求的相应的转矩特性, 废气涡轮增压车用发动机增压压力的调节消耗会明显高于大功率发动机。对于所有类型的废气涡轮增压发动机, 随着增压度的增加, 运行耗费也会增加。

改善转矩性能有三种基本方法:

1) 采用脉冲增压: 发动机转速和相应的通过涡轮增压器所设计的流量值越低, 在所设计的运行工况点的涡轮机的效率也越低。因为在脉冲增压中, 在排气脉冲中冲向涡轮机的动能可以使涡轮机达到相应的更高转速, 涡轮增压器可以提供更高的增压压力, 而在恒压增压中, 这些动能在排气收集管内则转换为涡流运动。参见 9.2 节。

2) 这样来设计和选择压气机和涡轮机：要使发动机在最大转矩 M_{dmax} 运行工况点相应的空气流量时能达到最佳效率。在商用车用柴油机中， M_{dmax} 位于发动机额定转速的 60% 处，参见图 9.21 左侧发动机转速 n_2 的呼吸曲线。

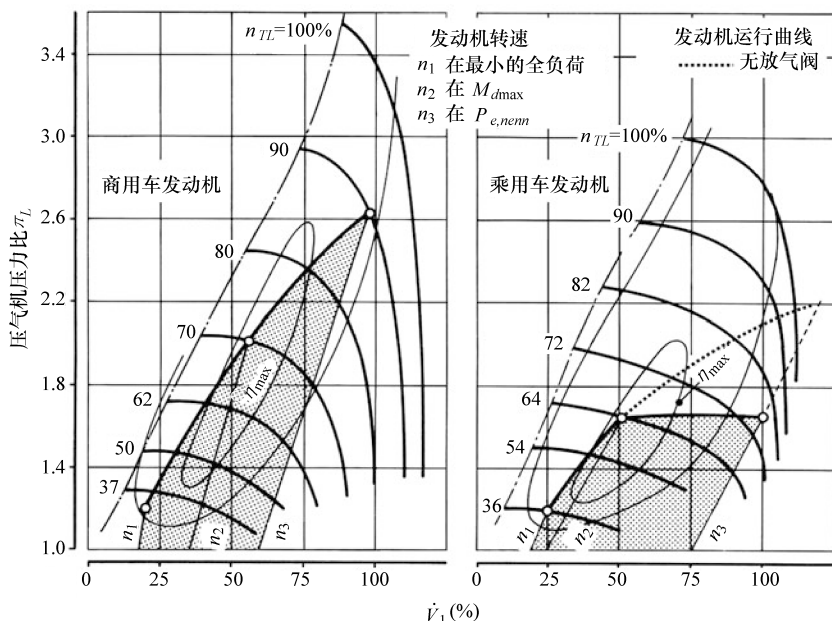


图 9.21 在压气机特性场中不可调的商用车发动机涡轮增压器的发动机全负荷运行曲线和放气阀调节的乘用车发动机涡轮增压器发动机全负荷运行曲线（参考 [14]）

由于压气机效率递减式下降 ($n_{sL} < n_{max}$)，当转速和流量比在运行点 M_{dmax} 更大时，增压压力仍然继续增加。此外，在发动机高转速区出现的增压压力不能充分利用，也就是说，只有喷入如此之多的燃料，以至于使在 M_{dmax} 运行工况点所希望的转矩的下降出现在额定功率运行工况点。通过提高增压压力而得到的空气“过剩”可以用来通过采用相对较高的燃烧空气比例以缩短燃烧持续期并提高燃烧效率。

3) 涡轮机前的废气扫气或者压气机后的空气扫气，每一种都是在发动机转速较高范围内进行。

商用车柴油机在转速为 1000 ~ 2500r/min 的范围内运行，对此，上面提到的措施 2) 因其合适的、可调的转矩特性，在相当一段时间内看上去还是足够可行的，起始几乎不能适用于乘用车发动机。一方面乘用车柴油机的额定转速（图 9.21 中的 n_3 ）已经达到 5000r/min，乘用车汽油机的额定转速达到 6000r/min 甚至更高，另一方面，乘用车发动机最大转矩出现在额定转速的 40% 或更低。如果针对乘用车发动机仅仅利用措施 2) 的转化，那么，由于从 n_2 （在 M_{dmax} 时）到额定转速 (n_3) 较大的转速间隔会使增压压力的超调量比商用车发动机更大。在图 9.21 右图用虚线表示的、压气机压力比的纯几何意义上的延伸变化曲线会超过涡轮增压器

的最大允许转速，而且也会到达壅塞极限。由于乘用车发动机一般来说设计上没有商用车发动机强壮，所以出于这个原因，乘用车柴油机的增压压力要单独地规定上限。

汽油机的混合气量的调节要求在任何情况下都有增压压力的限制。原则上，可以通过涡轮机前的废气扫气或者压气机后的空气放气来实现。根据热力学的观点，废气的扫气，即通过一个所谓的放气阀（Waste – Gate），应比空气放气要合适，因为如实际所需要的那样，同时有一些废气流过涡轮机，一些空气流过压气机，涡轮机前的废气压力以及气缸后的废气压力都相对较低。反之，在空气放气中，要求有比发动机实际需求要多的空气质量流量通过压气机并被压缩。与此相应地，在空气放气中，涡轮机前的废气压力会更高，以至于需要发动机更大的排气功，这种排气功会导致扫气不足，特别是比油耗会增加。

除了上述三个在增压器尺寸固定（固定尺寸涡轮增压器）的情况下改善转矩性能的基本方法外，还有很多其他措施和专门的方法，如同时还能像改善废气涡轮增压发动机的加速特性一样改进转矩特性。作为重要的实例，在今天所有发动机类型中使用的可变涡轮截面的方法（VTG）。更详细的信息参见 10.3 节。

参 考 文 献

1. Zapf H, Pucher H (1977) Abgasenergie-Transport und Nutzung für Stoß- und Stau-Aufladung, Jg 114, Bd 14, HANSA – Schifffahrt – Schiffbau – Hafen, S 1321–1326
2. Jenny E (1950) Die Verwertung der Abgasenergie beim aufgeladenen Viertakt-Motor. Brown-Boveri-Mitteilungen November 1950, S 433–447
3. Mollenhauer K, Tschöke H (Hrsg) (2007) Handbuch Dieselmotoren. 3. Aufl. Springer-Verlag, Berlin
4. Birmann R (1954) New developments in turbocharging. Society of automotive engineers, Annual Meeting Detroit
5. Hiereth H, Prenninger P (2003) Aufladung der Verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag, Wien
6. Meier E (1971) Abgassysteme für turboaufgeladene Verbrennungsmotoren. Brown, Boveri-Mitteilungen, Bd 58, S 161–166
7. Takemoto Y (1973) Supercharging systems on four-stroke medium speed diesel engines. ISME Tokyo'73 Technical Papers
8. Meier E (1973) Development of exhaust gas turbochargers and pressure-charging systems for diesel engines with high effective pressures. CIMAC-Congress Washington, Paper 2
9. Zehnder G, Meier E (1977) Exhaust gas turbochargers and systems for high pressure charging. CIMAC-Congress Tokyo, Paper A8
10. Curtil R, Magnet J (1978) Exhaust pipe systems for high pressure charging. Conference on Turbocharging and Turbochargers, Inst of Mech Engineers, London
11. Vormstein W, Rausche G (1979) Investigation of Various Turbocharging Systems for a Medium Speed Four-Stroke Diesel Engine. CIMAC-Congress Vienna, Paper D37
12. Magnet J L, Curtil R (1979) Suralimentation à Convertisseur d'Impulsion Modulaire et Temperature de Portée de Soupapes d'Echappement. CIMAC-Congress Vienna, Paper D38
13. Östreicher W F (1995) Neue Regelungsstrategien für Antriebsanlagen mit hochaufgeladenen schnelllaufenden Viertakt-Dieselmotoren. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr 252, VDI-Verlag, Düsseldorf
14. Hiereth H (1985) Eignungsabschätzung neuerer Aufladesysteme für Fahrzeugmotoren. Motor-technische Zeitschrift MTZ 46(10):397–406

第 10 章 改善废气涡轮增压转矩和加速特性的措施

10.1 输出状态和分类

正如已经多次阐释的一样，当发动机在比设计工况点更低的转速下运行时，对于固定截面的不可调废气涡轮增压器而言，是不可能获得在设计工况点给定的增压压力的。然而，为了获得用于车用发动机的合适的增压压力和转矩随发动机转速变化曲线（全负荷曲线），需要控制增压压力，在最简单的情况下是经由在涡轮机处的放气阀控制（见 9.3 节）。

图 10.1 显示了一定排量（ V_H ）的车用发动机在没有安装涡轮增压器时可以实现的全负荷曲线（自然吸气式发动机的全负荷），以及使用废气涡轮增压时的全负荷曲线。假设发动机的增压压力控制经由放气阀来实现，在 M_{dmax} 的运行工况点是废气涡轮增压器的设计工况点。从这个设计工况点出发（放气阀此时是关闭的），随

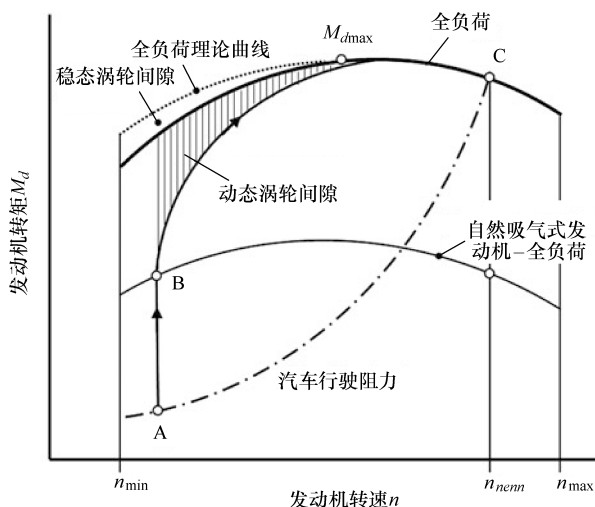


图 10.1 废气涡轮增压发动机的汽车全负荷加速时在发动机特性场中的动态转矩变化过程

着发动机转速减小,全负荷曲线可能下倾得比所期望的(全负荷理论曲线)更加剧烈,比自然吸气式发动机的全负荷曲线相对剧烈,这是由于发动机向涡轮机所提供的废气能量比率相应减少。全负荷稳态转矩的理论和实际曲线之间的转矩差可称之为稳态涡轮间隙。与此相对,在惯用语中被称为“涡轮间隙”的现象必须称为动态动态涡轮间隙。动态涡轮间隙情况如下所述。

对此,对图 10.1,假设该发动机特性场属于某款车用发动机,对所属的车辆,在确定的、变速器传动比不变的情况下,获得行驶阻力曲线,通常,该行驶阻力曲线通过发动机的额定功率点(工况点 C)。从稳态的发动机运行工况点 A 出发,在非常低的发动机转速和相应的低的汽车行驶速度下,此时汽车及发动机应该进行全负荷加速,直到达到运行工况点 C 为止。当涉及汽油机时,在(稳态的)运行工况点 A 时节气门几乎还处于关闭状态。在开始全负荷加速时节气门突然打开,以至于自然吸气式发动机的全负荷“增压压力”实际上没有滞后地供给发动机,发动机转移到运行工况点 B。在运行工况点 B 由发动机向涡轮机提供的、与运行工况点 A 相比已经增加了一些的废气功率此时必须推动涡轮增压器加速,以便于尽可能快地达到增压发动机的全负荷增压压力。对此,尤其是要克服涡轮增压器转子的惯性。因为在涡轮增压器转子的加速过程中发动机转速也在增加,动态的全负荷转矩从运行工况点 B 出发,首先在稳态全负荷曲线之下运行,并且在发动机转速高于发动机运行工况点 A 和 B 时才到达该曲线。在发动机特性场中的动态和稳态全负荷曲线之间的(阴影)区域是(动态)的“涡轮间隙”。该涡轮间隙越小,有目的的加速过程就越快结束,涡轮增压器和同时被增压的发动机显示出良好的响应特性。在图 10.1 中的示意性的图示还能说明,随着增压度的增加,要获得良好的响应特性越来越难,这是因为增压发动机与自然吸气式发动机(稳态)全负荷曲线之间的间隔更大了。

为了实现废气涡轮增压发动机在低的和最低的转速区域下已经能够达到高的低端转矩(low-end torque),并且该高的低端转矩很大程度上还能在发动机动态运行中使用,有许多可行的措施可供使用。这些措施中的哪些对哪种发动机结构形式和哪种发动机使用方式最适合,尤其取决于该措施是否:

1) 基本上仅仅是为了起动过程的需要,从怠速起使发动机更快地加载,并且仅仅在一定的时间间隔内使用。这主要适用于船用大型发动机。

2) 在短的时间间隔内,即任意频繁地被需要,但是没有附加的空间要求。例如可变涡轮截面(VTG)的方式。

3) 在短的时间间隔内被需要,但是有一定程度的空间和制造成本限制,例如涡轮增压器-压气机前置的机械驱动的柱塞式压气机。

接下来给出具体的可行的措施的分类,部分带有对相关章节的提示,在各个对应的章节中对该具体的措施进行更详细的阐述。

在废气涡轮增压器中的调节的介入

- 空气或废气的扫气（见 10.2 节）
- 可变涡轮截面（VTG）（见 10.3 节）
- 可变压气机截面（见 10.4 节）

分级的废气涡轮增压器系统

- 相继增压（见 10.5 节）
- 可调二级增压（见 10.6.2 小节）

从恒压增压（在高负荷下）到脉冲增压的切换^[1]

外部的或者由发动机驱动的辅助压气机的应用

- 在涡轮增压器压气机前或后串联的 [见 10.7 节（eBooster，电辅助增压器）、10.8 节（Twincharger 双增压器）]
- 与涡轮增压器压气机并联的

涡轮增压器的辅助驱动装置

- 机械地，从发动机经由过渡离合器
- 通过一个电动机，经由过渡离合器或者布置在涡轮增压器轴上（见 10.9 节）

- 油压式地，经由位于涡轮增压器轴上的培尔登式轮^[2]
- 通过从增压器至涡轮机中的环绕扫气，不带或者带有通过热交换器或者燃烧室对环绕扫气空气的加热（见 10.10 节）

外部压缩空气的供给（见 10.11 节）

- 进入增压空气管路中
- 进入涡轮增压器 - 压气机的进气管路中
- 进入涡轮增压器压气机（喷射 - 辅助）的叶轮通道中
- 进入排气管路中或者直接进入涡轮机中
- 直接进入气缸中

组合式增压（见 10.12 节）

可变控制时间

在接下来的章节中（10.2 节 ~ 10.12 节）对最重要的措施进行进一步的探讨。

10.2 放气阀

乘用车发动机的废气涡轮增压首先仅仅能够以此实现：即涡轮增压器将最大转矩的发动机运行工况点作为设计工况点，尤其是如此（窄地）选择涡轮截面，以至于涡轮增压器准备提供这个工况点所需的增压压力。为了避免当发动机转速以及流量高于最大转矩的运行工况点时增压压力的继续增加，相应比例的废气流经由在涡轮机处的一个旁通阀，即放气阀排走。

如图 10.2 所示，纯机械/气动地进行增压压力调节（不是调节技术意义上的调

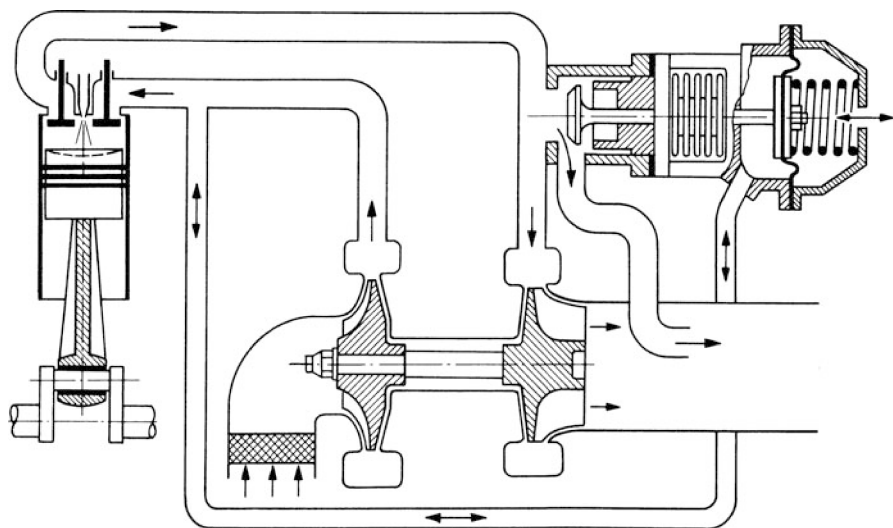


图 10.2 通过不可调放气阀的增压压力限制和增压压力的控制

节，而是增压压力限制)。瞬时的增压压力经由至增压器出口的连接管路连接到紧挨在放气阀膜片之后的腔体中。只要还没有达到增压压力的极限值，抵抗膜片力的弹簧保持放气阀关闭。当达到允许的增压压力极限值时，膜片力变得如此大，以至于超越了弹簧力，放气阀被推开。通过弹簧和膜片相应的调整，可以获得所期望的极限增压压力。

图 10.3 显示了一款 1.7L 乘用车柴油机的全负荷运行参数。此时，将在 M_{damx} 下的发动机运行工况点作为涡轮机设计工况点，即在 $n_M = 2000 \text{ r/min}$ ，也就是在大约 44% 的额定转速（4500 r/min）下。当增压压力 p_2 已经保持不变时，涡轮前的压力 p_3 随着发动机转速的增加而继续增大，这也与此时在给定的废气流出截面（涡轮机 + 放气阀）下流量还在继续增大有关联。

由于汽油机的与此有关的

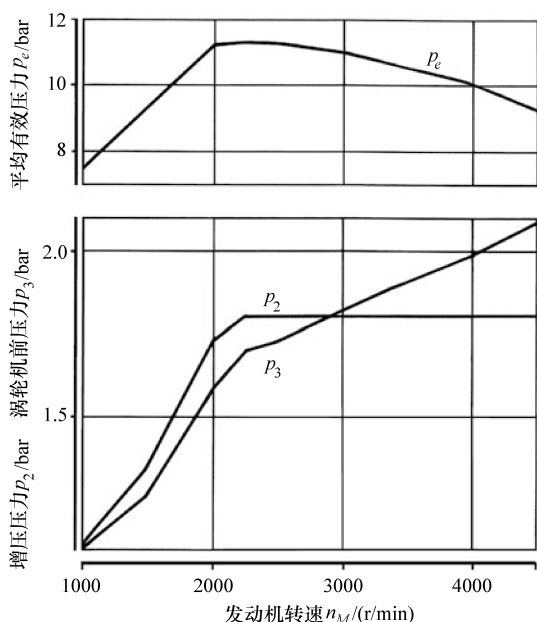


图 10.3 带不可调放气阀的 1.7L 乘用车废气涡轮增压柴油机全负荷运行参数（来自 [3]）

特别的要求（混合气量调节），如今，在汽油机中主要是采用所谓的可调放气阀来实现增压压力的调节。但也同样应用于车用柴油机中，只要该柴油机本来没有装备 VTG 涡轮增压器（见 10.3 节）。其中调节器将增压压力实际值与在发动机控制仪中设定的、与运行工况点相关的增压压力理论值进行比较，并且通过相应的、电控气动的或电控的放气阀的控制来调节增压压力实际值。在部分负荷下需调节的增压压力越低，此时涡轮机前的废气压力也越低，因此，换气功变得更为合适，在换气过程结束时气缸充量中的残余气体比例也减少了。此外，更小的增压压力还意味着不仅在增压空气冷却器之前而且在增压空气冷却器之后的增压空气温度更低。所有这些附加方面都表现为更低的燃油消耗量。

图 10.4 显示了利用节气门代替阀门作为放气阀调节部件的放气阀调节的涡轮增压器。

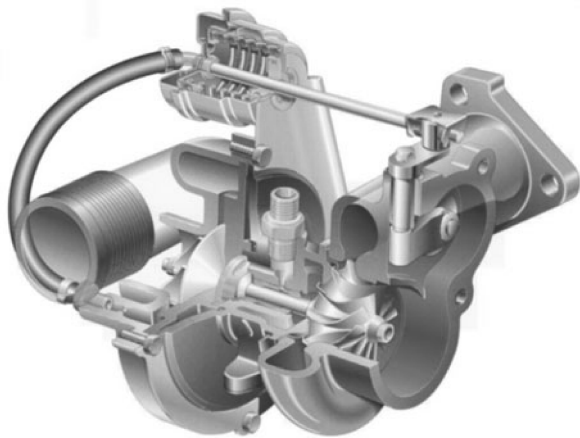


图 10.4 带放气阀调节的乘用车废气涡轮增压器（来源：博格华纳涡轮增压系统公司）

对带放气阀调节的废气涡轮增压乘用车发动机的响应特性要求越高，涡轮机设计工况点的流量越低，同时发动机转速也越低，这意味着涡轮机越来越小和越来越紧凑。

图 10.5 显示，对于乘用车汽油机，在很大程度上保持额定功率（ P_e 的最大值）的情况下，当涡轮机以越小的发动机转速以及越小的流量作为设计工况点时，从最小转速出发，转矩或者 p_e 可以实现更陡峭的增长。涡轮机设计得越紧凑，在较高转速区域，由发动机提供的废气质量流经由放气阀排出的比例也必须越高，并且此时在较高转速区域的发动机的废气背压也越高。同时，随之增加的发动机排气功使比油耗 b_e 恶化。尽管效率降低了，但是只有涡轮机可以设计得如此紧凑，以至于总是能够获得发动机额定功率（高的空气流量！）必需的压气机功率。

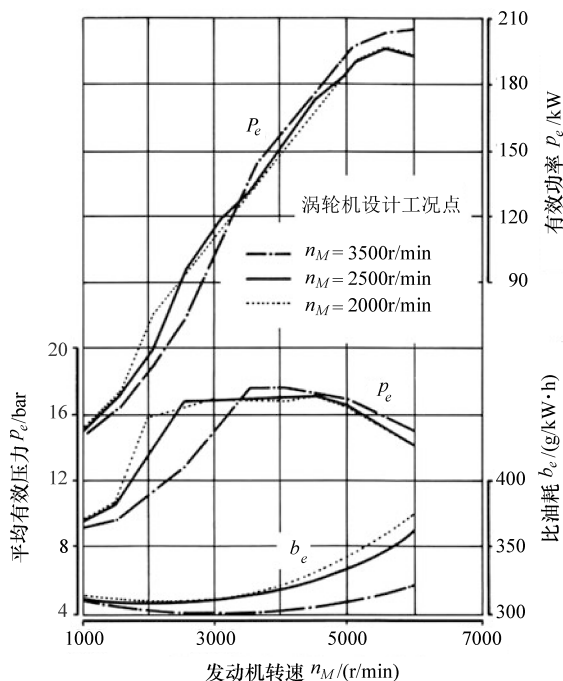


图 10.5 在不同的涡轮机设计下带放气阀调节的废气涡轮增压乘用车汽油机全负荷运行参数 (来自 [4])

10.3 可变涡轮机尺寸

在通过涡轮机处的放气阀进行增压压力调节期间, 当该涡轮机以发动机低转速区域的发动机流量作为设计工况点时, 在发动机高转速区域中为了避免过高的增压压力, 必须排掉一部分废气质量流。如果有效的涡轮机截面在运行中能够与各个增压压力需求相匹配的话, 则没有废气被“浪费”。相应的方法通常被称之为可变涡轮机尺寸 (或可变涡轮截面) (VTG), 虽然对于 VTG 而言, 尤其在大多数情况下, 被理解为可调的涡轮机导向叶片结构。

在相对较小的发动机流量下通过减小有效涡轮机截面来提升涡轮机处的焓差, 同时也提高了功率和转速, 最终增压压力也增加了。在大流量区域, 有效涡轮机截面相应地继续打开, 直至完全开启, 同时还能保持较低的废气背压。

虽然用于废气涡轮机的导向叶片调整已经相对较早地在文献 [6、7] 中做过介绍, 但在 20 世纪 80 年代初才在车用发动机上得到实际应用, 首先是在商用车用发动机上^[8]。

图 10.6 的左图显示的是 VTG 涡轮增压器, 如今用于车用发动机中。根据在右

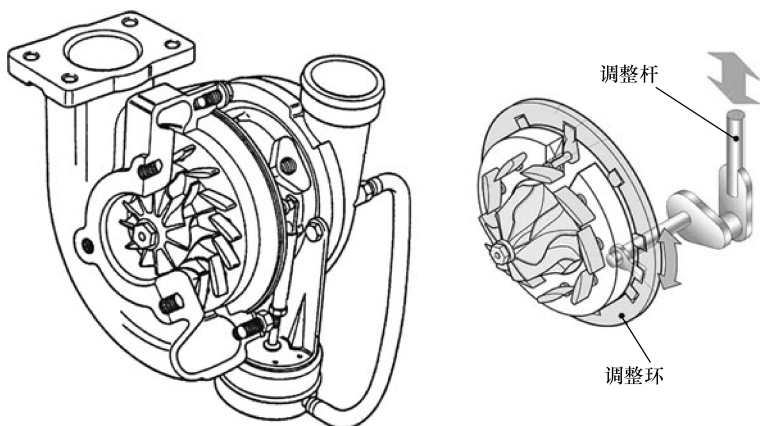


图 10.6 左图：带 VTG 涡轮增压器的车用涡轮增压器的剖面图，来自 [5]；
右图：调整机构（示意性地）（来源：大众公司）

图中的调整机构的示意性图示，径流式涡轮增压器的各个导向叶片的支承是可转动的，所有导向叶片环绕在一起，与一个调整环铰接。通过操控调整杆，转动调整环，且所有导向叶片也随之转动。因此，在导向叶片之间的流道（叶片通道）能够调整得更窄或者更宽，因而相应地改变总的有效涡轮机截面。

随着导向叶片的转动，不仅导向叶轮截面和在叶轮进口处的废气绝对速度数值，而且气流在叶轮上的入流方向也改变了，如图 7.21 所示。只有绝对速度 $c_{2D} = c_{1R}$ 和叶轮进口处的圆周速度 u_1 的大小和方向完全确定的组合，才使相对速度 w_{1R} 的方向相对于沿着叶片进入叶轮中的入流的角度 $\beta_1 = 90^\circ$ 。只有这样的或者与之非常相近的入流角度才能保证尽可能最好的涡轮机效率。在确定叶片轮廓时要考虑到这些关联性。

在调窄 VTG 涡轮机时涡轮机效率尽可能地不恶化，而且甚至还有可能改善，这是非常重要的。图 10.7 借助 $h-s$ 示意图进行了说明。

状态点 3 表示在涡轮机截面完全打开时涡轮机前的状态 (p_{3t}, T_{3t})。当涡轮机的背压膨胀到 p_4 时，涡轮机提供的技术功相应于（比）焓差 Δh_T 。如果涡轮机现在（通过导向叶片的转动）被调窄，以至于涡轮机前的状态提高到 p_{3t}^* 和 T_{3t}^* （状态点 3*），假如涡轮机效率保持不变，涡轮机（比）技术功可以提高到 Δh_T^* 。涡轮机效率保持不变的标志是在无损耗（等熵的）和有损耗的膨胀曲线之间的角度几乎保持不变 ($\gamma^* \approx \gamma$)。如果随着涡轮机的调窄，涡轮机效率恶化得如此剧烈，以至于角度 γ^{**} 代替 γ^* 来表示膨胀曲线，在 Δh_T^{**} 下，释放出没有更大，而是与调窄前一样大的涡轮机比功。虽然增压压力还是可以与调窄前一样大，然而由于涡轮机前更高的废气压力 ($p_{3t}^* > p_{3t}$)，发动机因此要提供更大的排气功，其结果是燃油消耗量增加了。

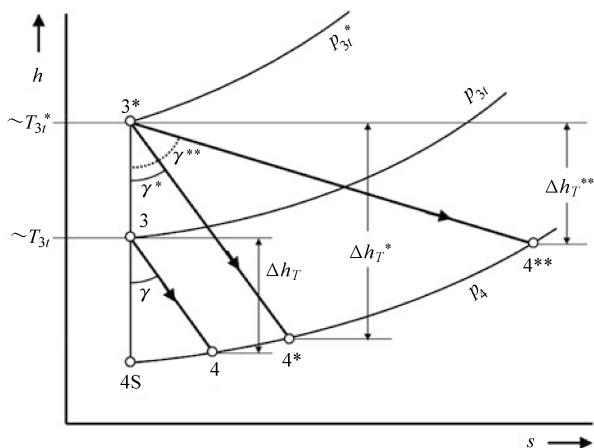


图 10.7 在调窄导向叶片时涡轮机效率对在 VTG 涡轮机中的膨胀的影响，在 $h-s$ 图上的示意性说明

VTG 涡轮机的特性场与涡轮机截面不变的涡轮特性场（见图 7.38）相比多了一簇参数，即导向叶片位置。图 10.8 显示了在不同的导向叶片位置时的乘用车涡轮增压器的 VTG 涡轮机的流量和效率特性场，其中 VTG = 100% 代表最宽的导向叶片位置，而 VTG = 0% 代表最窄的导向叶片位置。由此可见，在上述情况下，从 VTG = 100% 起，随着涡轮机调窄，涡轮机效率水平提高。在大约 VTG = 60% 时达到最大值，在更窄的 VTG 位置时又出现下降。此处，讨论该水平是完全有必要的。在某一确定的 VTG 位置，属于某一确定的（标准的）涡轮机转速 n_{Tnorm} 的曲线段 $\eta_T(p_{31}/p_4)$ 显示在该水平上。在 $60\% \leq \text{VTG} \leq 100\%$ 区域、某一确定 VTG 位置下，随着涡轮机转速的减小，曲线段 η_T 与所期望的相反，部分地以微小的趋势升高，这也没有必要与实际完全相符合，即使图 10.8 为测量得到的特性场。其原因可能在于：等熵压气机效率 η_{sL} 和涡轮机效率 η_T 各自的定义都是假设压气机和涡轮机是绝热机械，此外，还可能由于涡轮机效率不是直接由涡轮机进口和出口处的状态量根据公式 (4.9) 来确定，而是间接地根据公式 (7.16) 和公式 (10.1)：

$$\eta_T = \eta_{TL} / \eta_{sL} \quad (10.1)$$

经由测量确定的涡轮增压器效率 η_{TL} （公式 7.18）以及等熵压气机效率 η_{sL} （公式 5.37）来确定。实际上，涡轮机和压气机不是绝热的机械，而是非绝热的机械。涡轮机将热量传递到压气机上，以至于压气机出口温度 T_2 高于仅仅经由内部压缩过程产生的温度，这表现为等熵压气机效率变小，并且最终根据公式 (10.1)，表现为涡轮机效率的提升。该影响更多地出现在涡轮机和压气机的小流量区域，因为在增压器试验台上，在 $T_3 = \text{常数}$ （在图 10.8 中 $T_3 = 600^\circ\text{C}$ ）的条件下，从涡轮机进入压气机的热流近似地保持不变，以至于与高速区域的压气机大的流量相比，几乎相同的热流对于低转速区域压气机小的流量而言，加热就显得更加强烈了。

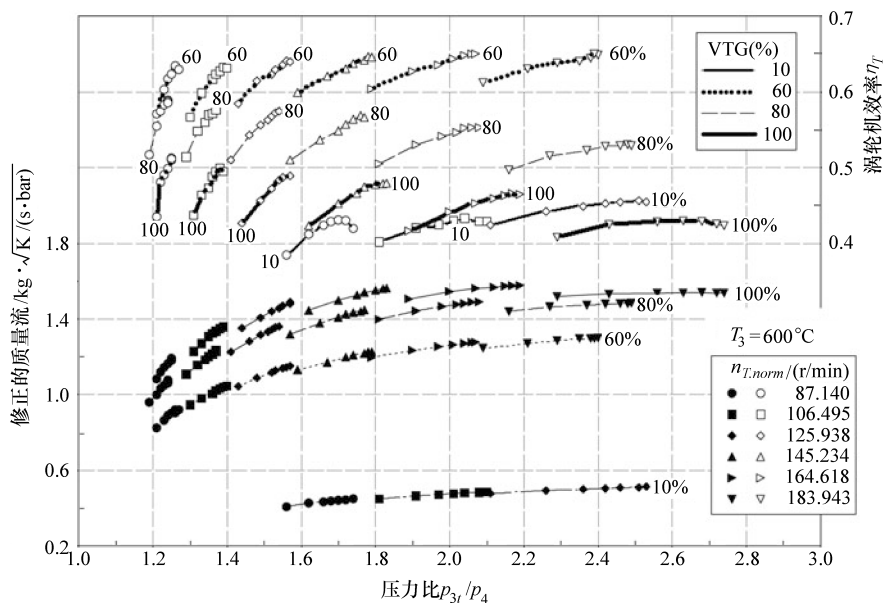


图 10.8 一台乘用车柴油机 VTG 涡轮增压器在 4 个 VTG 位置时的涡轮机特性场 (来自 [9])

可调的涡轮机导向叶片形式的可变涡轮机尺寸在乘用车柴油机中几乎已经成为标准化配置。在货车用柴油机中也已经成批量地投入使用, 虽然在该发动机型谱中通过可调放气阀进行增压压力调节方式还是占多数, 这主要是由于它具有更高的鲁棒性, 特别是当涡轮增压器还作为涡轮制动使用时 (见 11.5 节)。

ABB 涡轮增压系统公司提供一种带 VTG 径流式涡轮增压器的涡轮增压器, 主要用在大型燃气发动机上 (图 10.9)。

MAN 柴油机和涡轮增压公司已从 20 世纪 70 年代起, 在中速发动机二级增压的样机研发和试验中^[11], 已经在 (轴流式) 高增压涡轮机前安装了可调导向装置 (图 10.10)。VTG 涡轮机还可供中速发动机的



图 10.9 ABB 涡轮增压系统公司 ABB TPS 57 VTG 的 VTG 涡轮机 (来自 [10])

一级增压涡轮增压器使用^[12]。而当时大型柴油机还没有批量使用二级增压, 因此

也没有采用这个 VTG 技术。

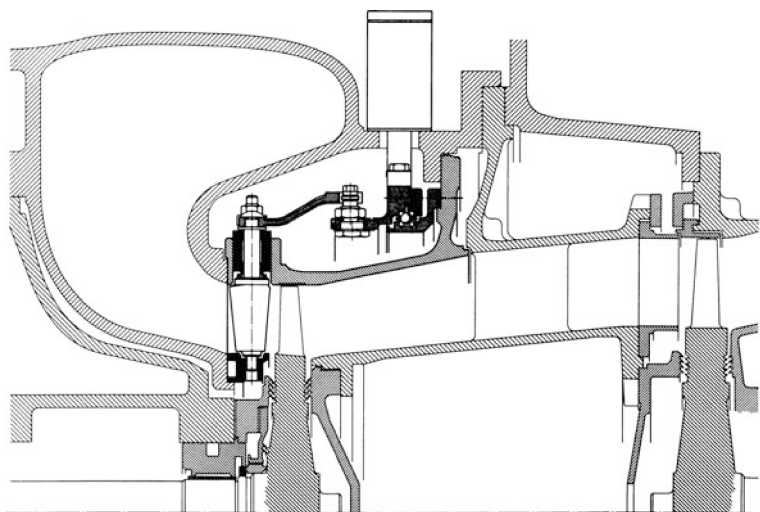


图 10.10 在二级 MAN 涡轮增压器的高压涡轮机前的可调导向装置 (根据 [11])

在此期间, 30 年以后, MAN 柴油机和涡轮增压公司已经将 VTA (= 可变涡轮机面积) 系统投放到市场, 即带电子可调叶片的轴流式涡轮机导向装置 (图 10.11)。该系统不仅能在四冲程, 而且也能在二冲程大型发动机的涡轮增压器中使用, 并且对大型发动机采用重油也能适应。

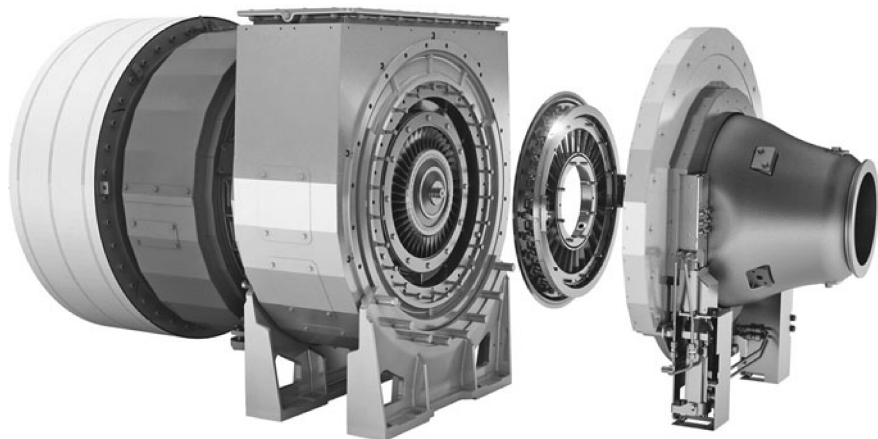


图 10.11 MAN 柴油机和涡轮增压公司的 VTA 系统, 在轴流式涡轮机处带可调导向装置的涡轮增压器 (来自 [13])

带可调导向叶片的涡轮机导向装置形式的 VTG 技术越来越多地在所有大尺寸布置的柴油机中应用, 然而, 直到现在才在车用汽油机中有单独的批量应用 (图 10.12), 虽然适用于柴油机的关于热力过程控制的优点对汽油机同样也适用。其原因在于更高的进行研发的成本和更高的制造费用, 这与能够保证量产的调整机构在明显更高的汽油机的涡轮机进口温度 (高达 1050℃) 下的运动性有关。相应地,

带可调放气阀的增压压力调节与以前一样，依然是废气涡轮增压的车用汽油机的标准的解决方案。

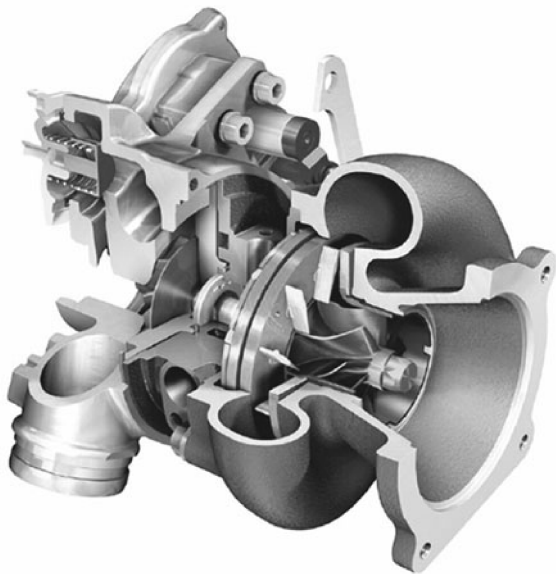


图 10.12 在保时捷 911 涡轮增压中的博格华纳涡轮增压系统公司的 VTG 涡轮增压器 (来自 [14])

对于双涡流涡轮机，VST 系统（可变滑阀涡轮机）是带可调导向叶片的 VTG 系统的替代系统（图 10.13）。其中，经由滑阀，即可移动的套筒，覆盖右流道（图 10.13a），因此，有效涡轮机截面相应地减小了。在更大的流量下，右流道也经由滑阀开启（图 10.13b）。通过滑阀的继续移动，额外地打开旁通，这个旁通如同废气放气阀一样起作用。

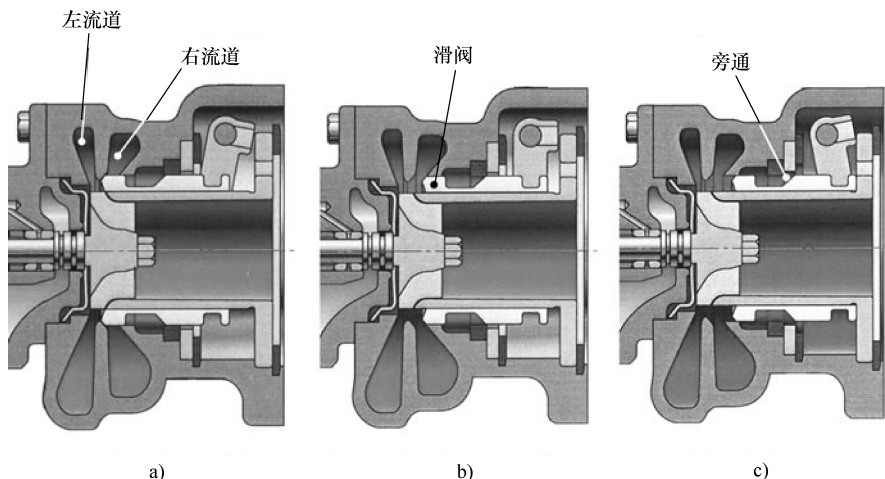


图 10.13 博格华纳涡轮增压系统公司的车用涡轮增压器的可变滑阀涡轮机 (VST)
a) 左流道打开 b) 双流道打开 c) 双流道和旁通打开

与带可调导向叶片的 VTG 系统相比, 由于涡轮机叶轮可能发生的部分气流冲击, 虽然 VST 系统的效率有一个明显缺陷, 但它是一种相对鲁棒的系统。后者是在货车用发动机中使用 VST 系统的重要原因。

10.4 可变压气机尺寸

直到现在, 带可变涡轮机尺寸的涡轮增压系统在批量使用中还总是配置尺寸不变的压气机。这不仅适用于大型发动机而且也适用于车用发动机。然而已经有了对在涡轮增压器-压气机处的调节装置的研究, 以及通过该调节装置对压气机特性场的可用区域的影响。可变进口导向叶栅、可变出口导向叶栅和所谓的特性场稳定措施 (KSM) 均可看作该类调节装置。

(1) 可变进口导向叶栅 在完全轴向 (无预旋的)、以绝对速度 c_{1A} 进气的 (径流式) 压气机的设计工况点, 流动介质以相对速度 w_{1A} 沿着叶片 (以角度 β_{1A}) 进入叶轮 (图 10.14a)。如果在相同的压气机转速下 ($u_1 = \text{常数}$) 流量减小并且因此 c_{1A} 减少到 c_1 , 相对速度的角度也从 β_{1A} 变为 β_1 , 并且在气流进入叶轮时发生冲击损失 (见 5.2.3 小节)。

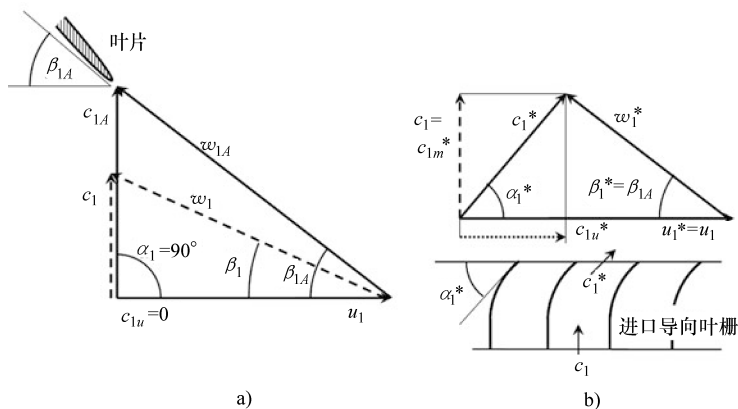


图 10.14 流量改变时在压气机进口处的速度三角形

a) 无进口导向叶栅 b) 有进口导向叶栅

通过可调进口导向叶栅 (图 10.14b), 轴向进气流转变为 α_1^* ($< 90^\circ$) 方向, 以至于由此产生的速度矢量 c_1^* 与保持不变的圆周速度 u_1 共同作用, 再次形成与在设计工况点下的相对速度角度相同的角度 ($\beta_1^* = \beta_{1A}$), 并且因此叶轮进气流还是沿着叶片方向。

在相同的流量下 ($c_1 = c_{1A}$), 当压气机转速和 u_1 改变或者 c_1 和 u_1 同时改变时, 以同样的方式来处理。

通过在进口导向叶栅中的气流转向来调整预旋 c_{1u} (图 10.14b 中的 c_{1u}^*), 根据

用于流体机械的欧拉方程（公式（5.23））可知，该预旋影响（理论的）叶轮功。

$$Y_{th\infty} = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u} \quad (5.23)$$

在带中旋时，即在 u_1 方向上的 c_{1u} ，压气机特征曲线朝着更小的容积流量方向移动（图 10.15，来自 [15]）。

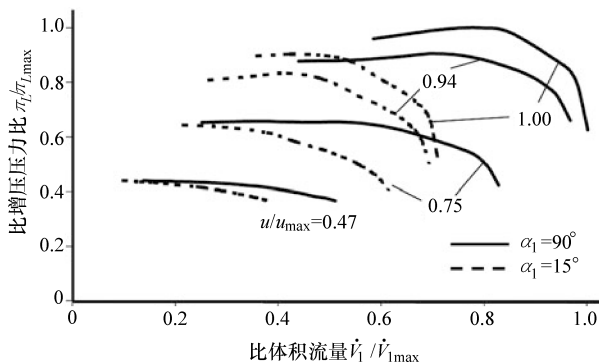


图 10.15 预旋调节对一台乘用车废气涡轮增压器的压气机特性场的影响，
 $\alpha_1 = 90^\circ$ （无预旋）和 $\alpha_1 = 15^\circ$ （带有预旋，中旋）（来自 [15]）

以这种方式拓宽可用的特性场宽度，因为通过预旋调节，在低的发动机转速和同时小的流量下还能够保持高的增压压力，否则就会到达喘振线。喘振线随着预旋的增强继续向左移动。就这点而言，压气机的可变性能能够提高低端转矩。

在 [16] 中研究的用于废气涡轮增压的车用汽油机的涡轮节流阀能够实现可调预旋，见图 10.16。

该节流阀布置在压气机前，并且除了产生预旋外还能承担传统的节气门的负荷控制功能。通过压气机前的节流代替通常在压气机后的节流，压气机前的流动介质的密度随着压力的下降而变小，以至于相应更大的容积流量通过压气机得到调节。这导致在与采用压气机后的节流时相同的质量流量下，在压气机特性场中的运行工况点继续向右移动，并且因此远离喘振线。此外，运行工况点朝着在更高压比和更高压气机效率的压气机特性场中的更高的压气机转速方向移动。因此，当发动机从低的发动机负荷起加速时，涡轮增压器已经处于更高的涡轮增压器转速下，因此，缩短了加速时间。

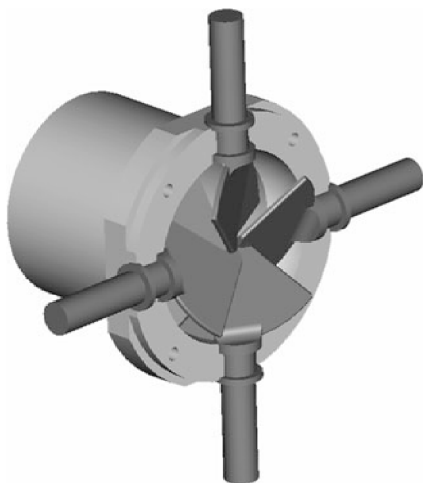


图 10.16 涡轮增压节流阀的
3D 模型（来自 [16]）

如果布置在压气机前的话,传统的节气门也能获得后面提及的、非常有利的影响(在压气机前的节流),压气机前的节流迄今为止还未在实际中应用与此有关,即在压气机前节流时,在压气机内部出现相对于外部大气压的低压(真空),这可能导致润滑油从压气机轴承中被吸出并进入流动介质中。如果通过合适的结构措施能够成功避免这种现象,节气门布置在增压器前无论如何比布置在增压器之后更合适。

(2) 在冷空气涡轮增压运行中的压气机 车用发动机的废气涡轮增压器在要求突然加载时的滞后响应特性的另一个原因在于较大的涡轮增压器转速差,此时需要克服该转速差。一种令人感兴趣的替代方案,例如通过减小涡轮增压器转子的惯性矩来缩短在汽油机中用于克服相对较大的转速差的时间,这是由于在不增压的运行阶段期间的涡轮增压器转速保持在比平常明显更高的水平上,因此能够缩短直到建立最大增压压力的时间。

在如今的戴姆勒股份公司的专利申请^[17]中介绍了一种结构设计(图 10.17),在该结构中,在压气机的进气壳体中布置一轴向滑阀(9),并且该结构不带传统的节气门。

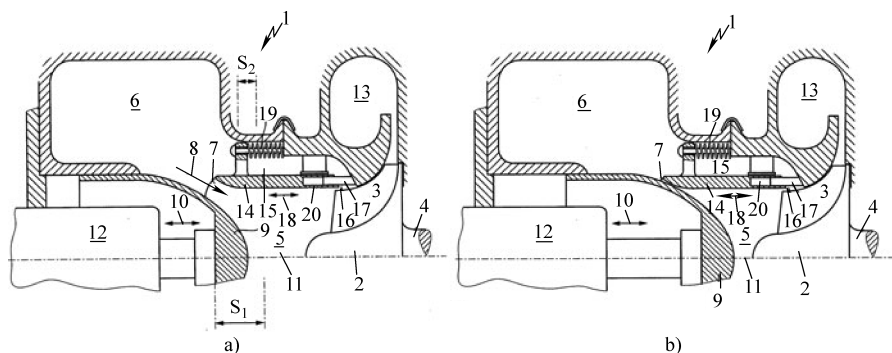


图 10.17 涡轮增压器-压气机的冷空气涡轮增压运行(来自 [17])

图 10.17a 显示的是压气机通常的运行状态,其中进气空气经由环形通道(8)轴向地流入压气机叶轮。在发动机负荷非常小时,在传统的状况下,由于其中节气门开度非常小,涡轮增压器转速大大地下降,相应地此时发现所观察的轴向滑阀(9)朝着压气机叶轮方向移动(图 10.17b),以至于环形通道(8)关闭,从发动机通过压气机吸入的空气经由环形通道(15)和径向的进口导向叶栅(17)带中旋地被引到压气机叶轮上,因此更多地作为“冷空气涡轮增压”工作。压力比与在传统的状况下、在压气机前布置的节气门有关,由于节流而在能量上未加利用,根据本发明的方法提供确定的涡轮机功率到压气机叶轮上,这导致涡轮增压器以更高的转速转动。通过滑阀(9)朝着弹簧(19)和套筒(14)方向继续移动,径向进口导向叶栅(17)截面变小。

这个系统^[18,19]的进一步研发已经显示,涡轮增压器转速从低速 20000r/min 提高至 80000r/min 是可行的,但是必须注意到,在压气机叶轮处迎合冷空气涡轮机运行的改型不能损害压气机的正常运行(增压运行)。此外还要注意,如传统的节气门在压气机前的布置和采用涡轮节流阀,必须保证涡轮增压器轴承对润滑油出口的可靠的密封。

(3) 可变出口导向叶栅 如已经在 5.2.3 小节中图 5.25 所阐释的一样,通过出口扩压器(出口导向叶栅)中的叶片位置的改变,使得喘振线的位置和与确定的压气机转速相对应的压气机特性曲线发生变化。叶片安装得越不倾斜,压气机的喘振线和最优抛物线越会向左移动,但是压气机特性曲线也在越小的流量下到达壅塞极限。

对于这个相互之间的联系的认识已经长期以来在用于大型发动机的涡轮增压器压气机的设计,尤其是协调中使用,但其中的出口导向叶栅为尺寸不可变设计。在车用发动机的涡轮增压器压气机中,出口扩压器通常为无叶片设计,并且可调叶栅迄今为止完全没有批量应用。

在参考文献[20]中介绍了可调出口导向叶栅在货车用发动机的涡轮增压器压气机处的使用。图 10.18 显示了该调整装置的原型设计。

每个单个的楔形导向叶片在其入口边缘处可旋转地支承,并且叉式地围绕在调整环上的栓钉中。通过调整环的转动,导向叶片调整到所期望的角度。在参考文献[20]发表的时候,试验结果还只是出自不同导向叶片角度的不可调变形导向叶片。这基本上证实了图 5.25 的可行性,尤其喘振线可以继续向左移动。

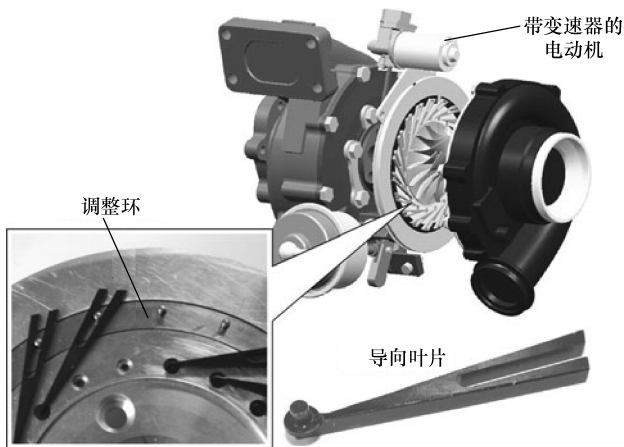


图 10.18 在货车用发动机的涡轮增压器压气机处的可调出口导向叶栅 (来自参考文献 [20])

(4) 特性场稳定措施 (KSM) 在乘用车发动机的涡轮增压器压气机中,在压气机叶轮的工作腔和压气机进气管之间的连接通道发生结构上的变形,即所谓的特性场稳定措施(图 10.19)。

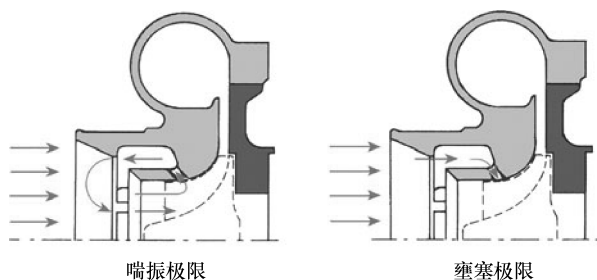


图 10.19 特性场稳定措施，在 KSM 通道中的流动（来自 [21]）

当压气机运行工况点靠近喘振极限时，在叶轮的叶片通道内出现流动分离，在进气短管的流动方向出现部分回流。回流的质量流经由 KSM 连接通道（循环通道）引入进气短管，导致明显的流量增加，其结果是改善了叶轮进气流动。因此，喘振极限朝着更小流量的方向移动。

但是 KSM 通道对壅塞极限也有积极的影响作用。当叶轮进口处的流动差不多达到声速，并且压气机因此本来会达到壅塞极限时，KSM 通道在叶轮进口处输运（旁通）额外的新鲜空气，因此提高了压气机最大的、可能的流量。

这个特性场稳定措施，其实是拓宽压气机特性场的使用区域，这个措施（英文：装有排气口的盖罩）说明狭义上压气机并没有（积极的）易变性，而是具有自调节的功能。

10.5 相继增压

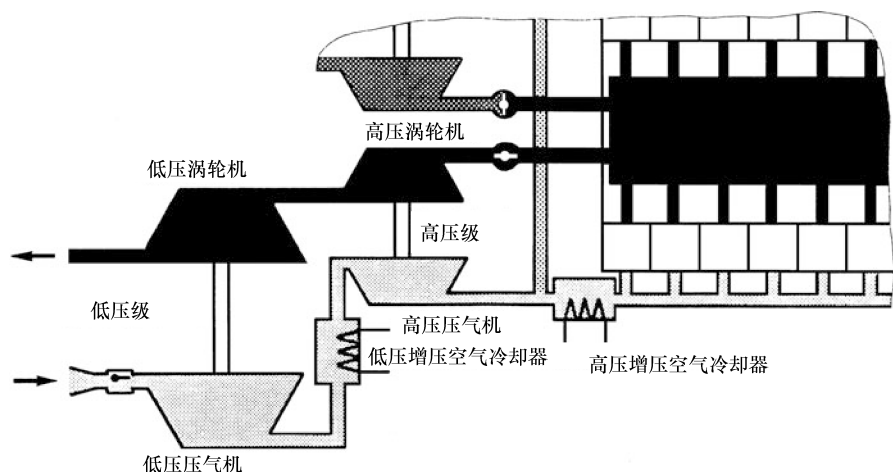
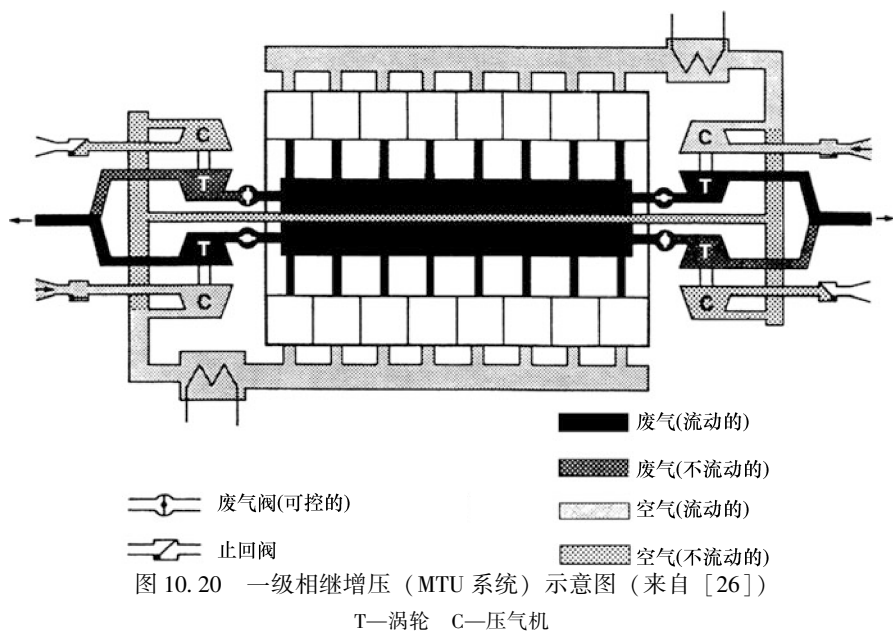
在相继增压中，在发动机上配置多个并联连接的，并且以恒压增压方式工作的废气涡轮增压器，随着负荷的增加，每个废气涡轮增压器不仅在空气侧而且在废气侧逐级地（相继地）接通，而随着负荷的减少逐级地切断。相继增压用英文称为“*Sequential Turbocharging*”。

从 20 世纪 80 年代初起，发动机及涡轮机联盟（MTU）弗里德希哈芬公司特别成功地开发了相继增压^[22-25]，并且在高速大功率柴油机上仍然像以前一样，不仅在一级而且在二级增压中应用，见图 10.20 和图 10.21。

涡轮增压器的接通和切断过程将通过（高压）涡轮机前的废气阀来控制。在压气机的吸气侧有一个不可控的止回阀，它在切断 ATL 时密封增压空气系统。该止回阀通过由被动的压气机叶轮向后传播的增压压力来压紧，见图 10.22。

在二级增压的高速大功率柴油机中，如 MTU 公司制造的发动机，该发动机有效平均压力直至 $p_e \geq 30\text{bar}$ ，相继增压特别有效果，但是也是特别必需的，因为发动机的增压度越高，没有增压压力调节时转矩和加速特性越不合适。

基本上用两个并联连接的涡轮增压器来实现相继增压。如果虽然已经在非常低



的发动机转速下还期望较高的增压压力，并且如果在废气涡轮增压器的接通和切断时应该保持小的增压压力波动，多于两个的并联的废气涡轮增压器则更有优势。

相继增压的优点是什么，并且这些优点如何得以实现？

如果发动机仅仅在设计运行工况点（额定功率）下运行，那么配置一个唯一的、精确地以这个工况点的流量来设计的涡轮增压器是正确的决定。但是如果如此配置的发动机还要在低负荷和低转速区域运行，涡轮增压器就必须远离其设计流量工作，相应地会导致涡轮增压器效率的降低，增压压力也会过低。此外，低的涡轮增压器效率会导致油耗的增加。

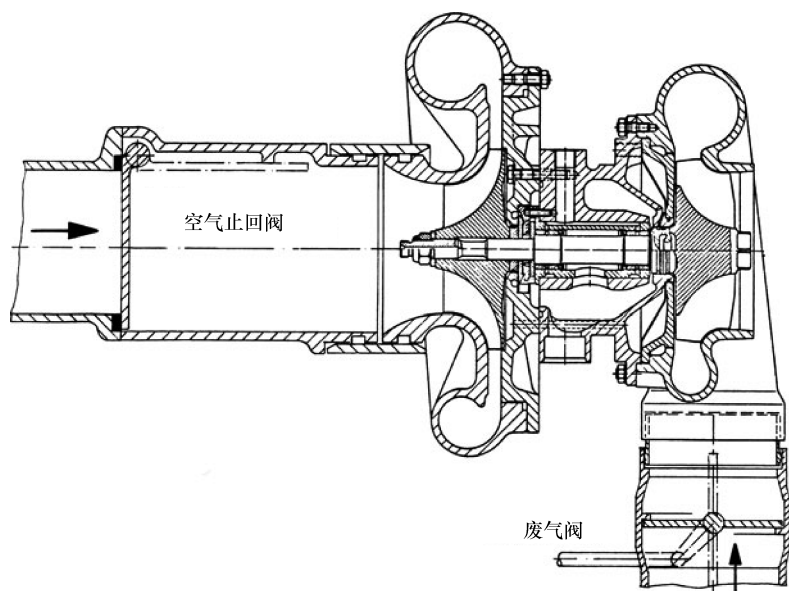


图 10.22 MTU 相继增压，带安装在空气和废气入口前的阀门的废气涡轮增压器（来自参考文献 [26]）

然而，如果在该基础发动机上实现相继增压，其中唯一的、大的涡轮增压器从此由多个（2~4 个）相应较小的、并联连接的涡轮增压器来替代，因此，随着发动机功率减小，逐级地切断各个涡轮增压器，在极端情况下，发动机仅仅采用一台（小的）涡轮增压器来运行。这个给定的、从发动机角度来看虽然是相对较小的流量，然而可以完全符合这个唯一的、小涡轮增压器的设计流量，因而，该涡轮增压器以高效率工作，并且可以提供足够高的增压压力。如果该发动机加速，更小的涡轮增压器由于其叶轮相应更小的惯性矩，能够比单个大的涡轮增压器更快地高速转动。

图 10.23 介绍了配置 4 个涡轮增压器的相继增压的高速大功率柴油机在螺旋桨运行工况下的加速过程。其中在接通另一个涡轮增压器时，那台已经激活的涡轮增压器的转速出现轻微的波动，这与在连接时刻给定的发动机废气质量流即刻起分配到要提高转速的那个

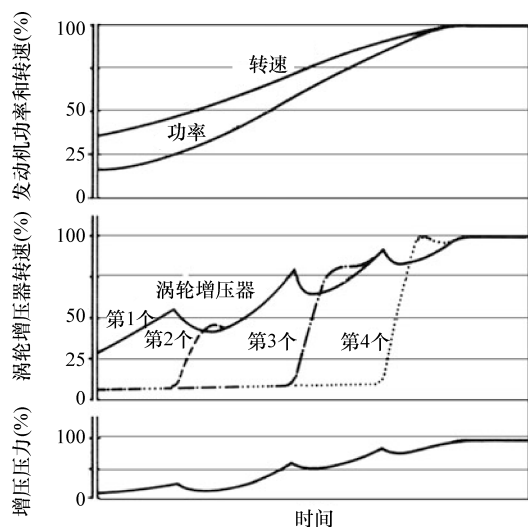


图 10.23 带相继增压的高速大功率柴油机在螺旋桨驱动工况下的加速过程，MTU 16 V 538TB93（来自 [26]）

涡轮增压器上有关。转速波动在接通第 2 台涡轮增压器时最大，因为此时涡轮增压器数量加倍，并且相应地每个涡轮增压器所可得废气量减半。

图 10.24 显示了带一级相继增压的 MTU 发动机在压气机特性场中，以螺旋桨工况运行时的加速和减速时的运行曲线。由图中可以看出，相继增压可实现发动机运行曲线近似地沿着压气机的最优抛物线运行伸展。

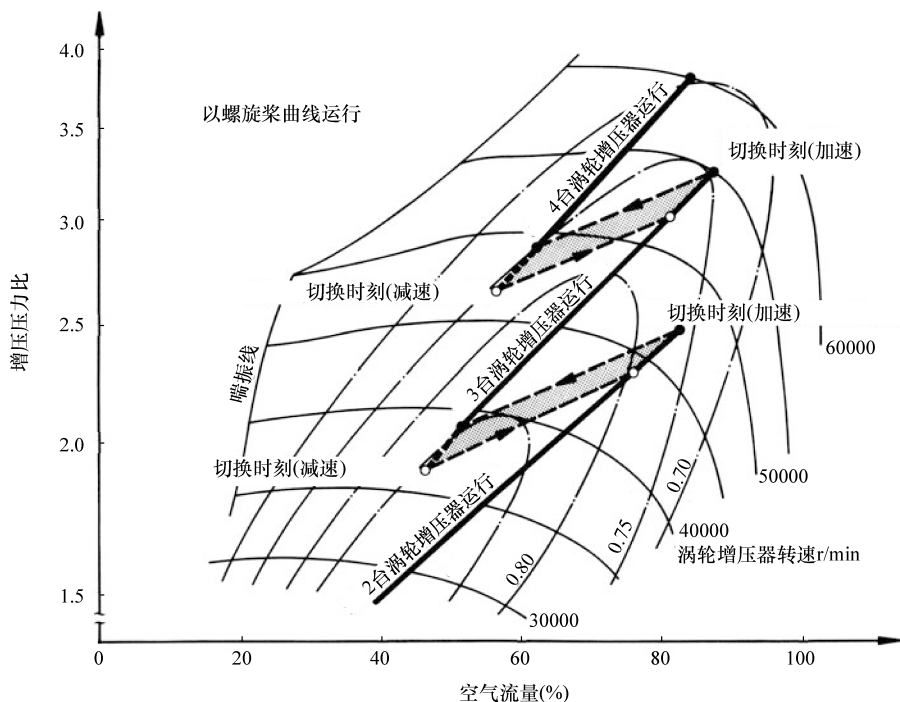


图 10.24 MTU 相继增压，在螺旋桨运行工况下，加速或减速时在压气机特性场中的发动机运行曲线（来自 [26]）

相继增压已经多次地在乘用车汽油机上使用。最引起轰动的例子是在保时捷 959（在 1985 年介绍给公众^[27]）的 6 缸对置气缸发动机中的应用。在 2.85L 的排量下，额定功率为 330kW，这意味着 116kW/L 的升功率。最大扭矩为 500N·m，这相当于有效平均压力约为 22bar，并且实现汽车在 3.9s 内从 0 加速到 100km/h。

图 10.25 说明了相继增压的 3 个主要的切换阶段。该相继增压根据文献 [27] 介绍是以如下方式工作的。

在全负荷时，在发动机低速区（图 10.25a），所有的废气仅仅流经左边的涡轮增压器。此时涡轮机接通阀（10）关闭，右侧气缸体的废气经由（永久打开的）连接管路流入左边的废气涡轮机。在压气机侧，右边的涡轮增压器通过压气机接通阀（6）与增压压力系统分开。旁通阀（8）也关闭。

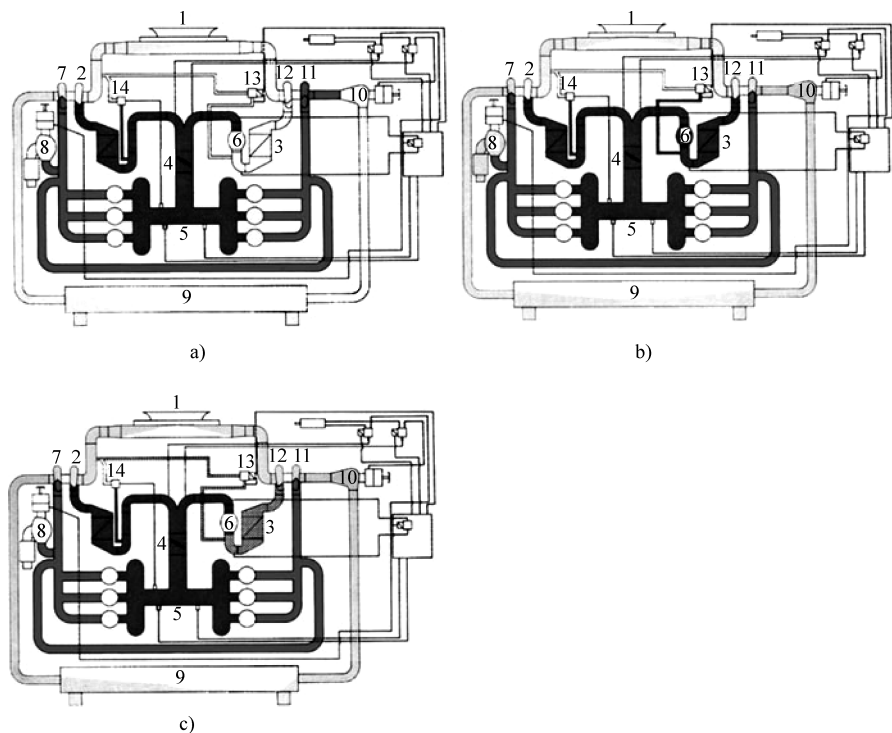


图 10.25 保时捷 959 发动机的相继增压连接图

a) 只有一台涡轮增压器激活 b) 切换过程 c) 两台涡轮增压器激活

1—空气滤清器 2—压气机 1 3—增压空气冷却器 4—节气门 5—发动机 6—压气机接通阀 7—涡轮机 1
8—旁通阀 9—消声器 10—涡轮机接通阀 11—涡轮机 2 12—压气机 2 13—放气阀 14—循环空气阀

如果在第 1 台涡轮增压器运行时, 要达到在更高的发动机转速下所期望的增压压力, 则该废气必须从另一侧排出 (图 10.25b)。在这种运行状态下, 通过涡轮机接通阀 (10) 来实现, 它由电子增压压力调节部分地打开。由此, 右侧的涡轮增压器加速, 压气机接通阀 (6) 保持关闭, 空气首先暂时不供给发动机。但是此时必须通过放气阀 (13) 防止右侧涡轮增压器的压气机喘振。

一旦右侧的涡轮增压器达到接通转速, 涡轮机接通阀 (10) 将完全打开, 放气阀 (13) 关闭。压气机接通阀 (6) 由右侧压气机提高了的增压压力打开, 并且因此右侧的涡轮增压器接通 (图 10.25c)。当继续提高发动机转速时, 增压压力通过经由旁通阀 (8) 的废气的排气来调节。

图 10.26 显示了与两个涡轮增压器持续的并联运行相比, 相继增压在发动机低速区域下明显更高的有效平均压力。

相继增压本质上的缺点肯定是数量很多的节气门和调节阀, 不仅在空气侧, 而且在废气侧, 它们需要控制, 并且必须在长时间的运行工况中保持良好的性能 (没有泄漏、没有卡住)。

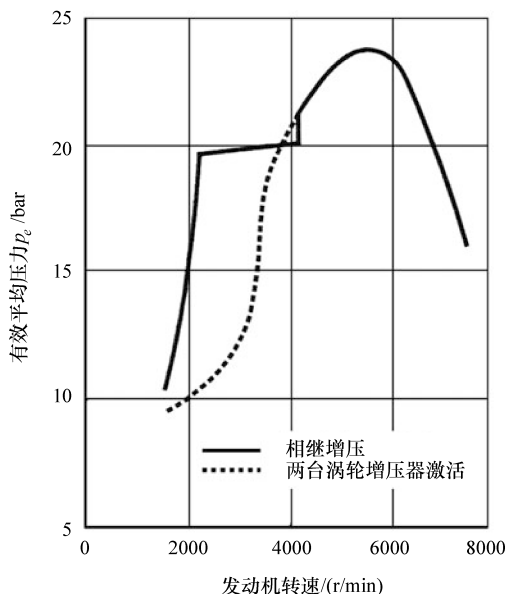


图 10.26 保时捷 959 发动机的全负荷特性 (来自 [27])

10.6 二级增压

二级增压理解为两个自由转动的废气涡轮增压器的串联连接, 其中一个称为低压涡轮增压器, 另一个称为高压涡轮增压器。需要分清两种类型:

- 不可调二级增压。
- 可调二级增压。

10.6.1 不可调二级增压

活塞面积功率 P_A 被视为活塞式发动机的额定功率 P_e 与活塞面积 A_K 之比 (公式 10.2):

$$P_A = \frac{P_e}{A_K} = s \cdot p_e \cdot \frac{n_M}{a} \quad (10.2)$$

如果用平均活塞速度替代发动机转速 n_M :

$$c_m = 2s \cdot n_M$$

则某发动机 (对于二冲程发动机 $a=1$, 对于四冲程发动机 $a=2$) 有如下关系 (公式 10.3):

$$P_A \sim p_e \cdot c_m \quad (10.3)$$

该关系说明了与机械和热负荷能力有关的发动机技术状态。随着 p_e 的增加, 不仅

机械负荷增加,即随着最大气缸压力 $p_{Z\max}$ 的增加而增加,而且热负荷也增加,即进入构成燃烧室的零部件的热量增加了。随着 c_m 增加,由于活塞式发动机传动机构的惯性力,发动机的机械负荷提高了,该惯性力与 c_m 的平方成正比。随着 c_m 的增加,热负荷也增加了,因为在 $p_e = \text{常数}$ 时,每个工作循环热量几乎不变,而在单位时间内更多次地进入构成燃烧室的零部件中。

如果要提高发动机功率密度,必须要增大两个因素 p_e 或 c_m 中的一个。在大型发动机中, c_m 的变动范围通常已到尽头,功率密度的提高只能通过 p_e 的提高来实现。这就要求在一定的燃烧空气比的条件下,以与 p_e 成正比地提高增压压力为前提条件。直至 20 世纪 80 年代,适用于一级增压的大型柴油机的近似经验关系为:

$$p_e/p_L = 6 \sim 7$$

并且压气机压比 $\pi_L \approx 3$ 是还能有很好的压气机效率的上限。相应地发动机在额定功率下,有效平均压力达到 $p_e \approx 20\text{bar}$ 。

对于更高的发动机比功率,在 $p_e \approx 30\text{bar}$ 范围,如在 20 世纪 80 年代初已经用于高速大功率柴油机上,在当时情况下,无论如何都必须转为二级增压。在这些发动机型谱中,不管是过去还是现在,其最高发动机比功率还是很超前的。但是,在对此所需的高增压压力下,为了不使发动机机械负荷过大,并且对此将最大气缸压力限制在可控的范围内,必须明显地减小压缩比。但是该措施基本上对比油耗产生不利的影响,为了补偿随着压缩比减小而导致的发动机起动性能恶化的影响,必须要采取附加措施(见 11.3 节)。

对于中速发动机,因为作为开发目标,尽可能低的比油耗优先于高的比功率,因而不能显著减小 ε ,因此在当时还没有在量产中配置二级增压。另一方面,也是由于与增压压力近似成正比的最大气缸压力的提高,增加了与此相关联的结构设计和制造成本,因此不被行业接受。在此期间,中速发动机的(一级)涡轮增压器则仍在好的压气机效率下实现压气机压比 $\pi_L > 4$,以至于相应的有效平均压力在量产发动机中能够提高到 $p_e \approx 25\text{bar}$ 。

现在除了对高速大功率柴油机外,还对中速发动机采用二级增压方案,这与此有关:即除了需要满足尽可能低的比油耗的基本要求外,如在所有其他的发动机型谱中一样,还需要满足越来越严格的废气极限值的要求。尽管要求减少二氧化碳(CO_2)排放间接地通过降低比油耗来实现,然而在柴油机中,首先需要特别地尽力研发,以满足 NO_x 的排放限值要求。对此,二级增压无论如何能比一级增压提供更好的先决条件。

图 10.27 显示了带中冷器和增压空气冷却的

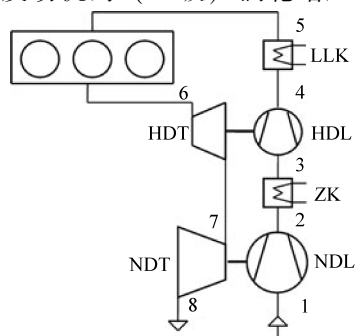


图 10.27 带中冷器的不可调二级增压示意图

HDL—高压压气机 HDT—高压涡轮机
NDL—低压压气机 NDT—低压涡轮机
ZK—中冷器 LLK—增压空气冷却器

(不可调) 二级增压的示意图。图 10.28 的二张 $h-s$ 图呈现了在增压总成中所属的状态变化过程, 左上为涡轮机侧的 $h-s$ 图, 右下为压气机侧的 $h-s$ 图。

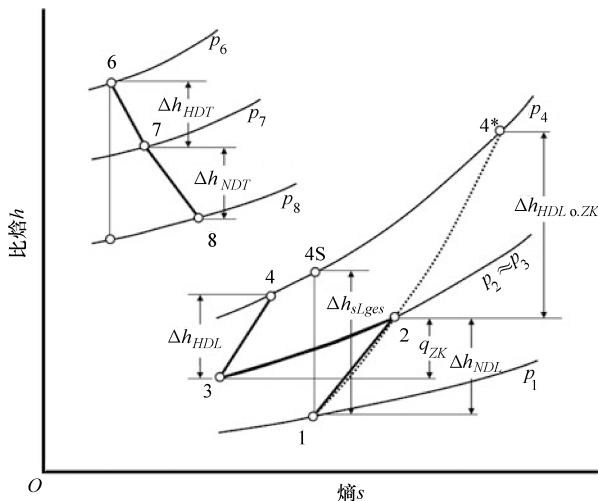


图 10.28 带中冷器的二级增压; 在 $h-s$ 图上增压组件的状态变化过程, 左上为涡轮机侧, 右下为压气机侧; 状态点标记和所使用的标志与图 10.27 中的一致

在压气机侧和涡轮机侧的各个总压比是各级压比的乘积 (公式 10.4):

$$\begin{aligned}\pi_{Lges} &= \pi_{NDL} \cdot \pi_{HDL} \\ \pi_{Tges} &= \pi_{NDT} \cdot \pi_{HDT}\end{aligned}\quad (10.4)$$

压气机侧吸收的和涡轮机侧排出的比技术功由参与级的相应的比技术功各自相加 (公式 10.5) 给出:

$$\begin{aligned}\Delta h_{Lges} &= \Delta h_{NDL} + \Delta h_{HDL} \\ \Delta h_{Tges} &= \Delta h_{NDT} + \Delta h_{HDT}\end{aligned}\quad (10.5)$$

因为高压压气机和低压压气机虽然流经的质量流量相同, 然而所属的容积流量在低压压气机中更大 (相应地涡轮机侧也是如此), 低压涡轮增压器总体上要比高压涡轮增压器大, 如在图 10.27 中的示意图中已经考虑到的一样。

从所需的某个增压压力水平起, 一级增压转变为二级增压的必要性是基于压气机的作用原理。当涡轮机侧相对较大的焓差和涡轮机压比在一级增压时还以可接受的效率工作时, 压气机侧 >5 的级压比要么仅仅具有非常低的效率, 要么要求如此高的圆周速度, 以至于叶轮必须由钛材料 (替代轻金属) 来制造。

反之, 如果串联两台压气机, 其中例如在等熵的压气机效率 $\eta_{sL} = 0.80$ 时构建每台压气机的压比为 $\pi_{NDL} = \pi_{HDL} = 2.5$, 在这个等熵效率下, 经由两个增压级效率至少还可以达到 $\eta_{sLges} = 0.774$, 压气机总压比可以达到 $\pi_{Lges} = 6.25$ 。该数例适用于在假设 $T_1 = 300K$ 和没有中冷器的情况下。

如果附加地在高压压气机和低压压气机之间连接中冷器 (ZK, 见图 10.27),

在理论上保持相同的压力 ($p_2 \approx p_3$) 下, 通过 (比) 热量 q_{zk} 的散发, 高压压气机的入口温 T_3 下降, 根据公式:

$$\Delta h_{HDL} = c_{pL} \cdot T_3 \left[\pi_{HDL}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{sHDL}}$$

供给高压压气机的比技术功变小。若没有中冷, 高压压气机必须提高 (更大的) 比技术功 $\Delta h_{HDL_{0,ZK}}$ (见图 10.28)。因此, 等熵压缩总效率提高 (公式 10.6):

$$\eta_{sLges} = \frac{\Delta h_{sLges}}{\Delta h_{NDL} + \Delta h_{HDL}} \quad (10.6)$$

中冷的效果进一步表现为所谓的增压效率 (见 7.3.2 小节) 的提高, 并且最后表现为比油耗的减少。

图 10.29 显示了高速大功率柴油机 (MTU 1163-03) 各自带中冷器 (低压增压空气冷却器) 和高压空气冷却器的两个二级增压单元的安装情况。

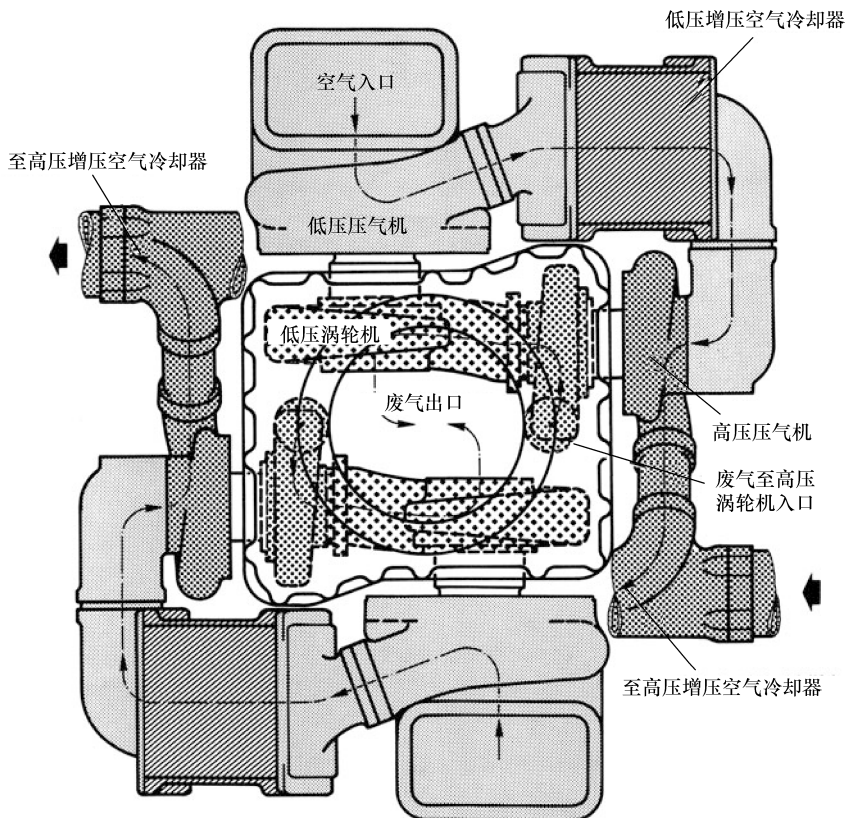


图 10.29 高速大功率柴油机 MTU 1163-03 包含中冷器的两个二级增压单元的结构布置 (来自 [26])

图 10.30 是上述所选择的数例的图表补充, 如通过越来越强的中冷, 压缩总效

率 η_{sLges} 不断地得以提升。如果以 412.3K ($\approx 139^\circ\text{C}$) 从低压压气机流出的空气在中冷器中冷却至 $T_{LnZK} = 340\text{K}$ ($\approx 67^\circ\text{C}$)，该效率从没有中冷的情况下的 $\eta_{sLges} = 0.774$ 提高到 $\eta_{sLges} = 0.862$ 。这个中冷的优点在二级增压发动机的高负荷区域起主要作用，但是中冷强度衰减越多，发动机运行工况点越向部分负荷区域转移。

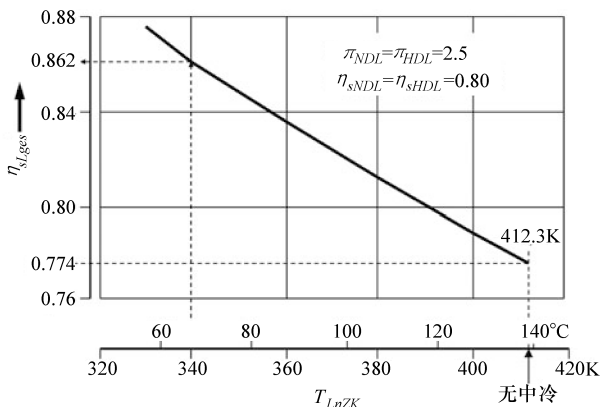


图 10.30 中冷对等熵压气机总效率的影响

关于发动机加速特性，（不可调！）二级增压与一级增压相比，可能提供更不利的条件，因为在发动机相同的废气能量供应下（相同的发动机负荷），必须加速两台涡轮增压器叶轮，现有的废气焓差分配到两个叶轮上。通过增压系统附加地以相继增压来实施（见 10.5 节）或者高压涡轮机设计为 VTG 涡轮机（见图 10.10），可以减弱直至抵消该加速特性的缺陷。

除了结构空间更大和重量更重外，二级增压无论如何都要求更高的成本。对于中速发动机而言，出于成本原因，从一级过渡到（不可调）二级增压，只有与此相关的 p_e 增幅大约为 5bar 时才被认为是合理的，在实际中，长期以来被视为是标准值。如果从中速发动机范围中获得其他的经验标准值，即对于低比油耗而言，必须是 $p_{Zmax}/p_e = 7 \sim 8$ ，伴随着现今已经采用最大气缸压力 $p_{Zmax} > 200\text{bar}$ ，发动机比功率提高到 $p_e \geq 30\text{bar}$ 是合理的。但对此，增压压力必须保持在比 20 世纪 80 年代用于一级增压的标准值要更高，即 $p_L = p_e/(6 \sim 7)$ ，这也是与对低的比油耗和同时低的 NO_x 排放的目前有效的、组合的要求有关。

采用米勒过程可以实现相对更高的增压压力水平（见 11.1.2 小节），但是米勒过程以可变进气配气正时为前提条件。其中进气门已经在进气行程（即在下止点之前）期间关闭。通过在剩余的进气行程中的气缸充量在气缸内部的膨胀冷却，在压缩阶段中的气缸温度水平和后来的最高气缸温度低于在传统的进气门关闭时刻（在下止点之后）和相同的气缸充量质量的运行工况时的相应值，因此减少了 NO_x 排放。

因此，在文献 [28] 中从对中速柴油机 MAN 6L 32/44 CR 的报道可知，从

(一级) 标准涡轮增压器过渡到二级增压, 其增压压力从 4.0bar 提高到 6.4bar, 有效平均压力从 25.3bar 提高到 30.1bar, 与此同时, 比油耗减少了约 8%, NO_x 排放减少了约 35%。相应地, 在不同的发动机和涡轮增压器公司开展了研发工作^{[29]、[30]}。

由于通过二级增压得以实现米勒过程, 并且因此不仅比油耗, 而且 NO_x 排放都能够减少, 二级增压如今已经在大型的燃气发动机中得到应用。在大型燃气发动机中, 米勒过程的气缸内部的膨胀冷却能够额外地使得爆燃极限向更高的发动机负荷区移动^[31]。

二级增压中速发动机的合适的比油耗主要由于高的增压效率值 η_{TLK} (见 7.3.2 小节), 高的增压效率 η_{TLK} 又很大程度上归功于中冷。高的增压效率 (在文献 [32] 中提及的值为 $\eta_{TLK} \approx 75\%$) 意味着与增压压力相比在气缸之后或者在高压涡轮机之前低的废气背压, 以及由此而来的合适的换气功。

通过进气口高度的变小, 因此实现更大的有效的气缸行程, 或者过剩的废气能量供给动力涡轮机, 涡轮增压器或者增压效率的提高也能够用来降低低速二冲程柴油机的比油耗。该发动机型谱现在通常利用进气口和排气门进行直流扫气, 也必须面对越来越严格的废气极限值^[33]。

瓦锡兰和 ABB 涡轮系统公司合作, 从 2010 年起对 4 缸二冲程研究用发动机 (RTX-4) 进行研究, 研究二级增压在低速二冲程柴油机中对减少 NO_x 排放、改善 NO_x/b_e 的折中和提高 p_e 有何种程度的贡献^[29]。其中通过二级增压提高的增压压力 (增压空气温度、压缩比和最大气缸压力为传统值) 的使用能够较晚地关闭排气门, 并且得到与在更小的增压压力和传统的排气关闭时刻下相同的新鲜充气质量, 进而在燃烧开始时处于更低的温度水平上。与米勒过程相似的、燃烧时更低的温度水平大大地减少 NO_x 的形成。

10.6.2 可调二级增压

KKK 公司, 即如今的博格华纳涡轮增压系统公司首次提出将可调二级增压 (Regulated Two-Stage Turbocharging) 用于汽车发动机中^[34]。其目的不在于得到一级增压不再能达到的高的增压压力, 而是在于改善废气涡轮增压车用发动机的加速性能。其中仅从热力学过程的角度来看, 可调二级增压优于 VTG 原理和一级相继增压。如在传统 (不可调) 二级增压中, 更小的 (高压) 涡轮增压器和更大的 (低压) 涡轮增压器串联连接, 而它们的相互配合经由控制机构来“调节”。

(1) 在商用车发动机上的应用 图 10.31a 显示了所属的示意图。在发动机低转速时高压涡轮机的旁通阀完全关闭。因此, 实际上废气的比技术功都用于压缩高压压气机中的新鲜空气。一旦在提高了的发动机转速下达到所要求的增压压力, 废气流越来越多地流经由在高压涡轮机处的高压涡轮机旁通阀供应给低压涡轮机。随着发动机转速继续提高, 高压涡轮机旁通阀进一步开启, 直至完全打开, 因

此，连续调节的低压涡轮增压器越来越多地参与到建立增压压力之中。利用该增压系统达到非常好的发动机加速特性，这是很明显的，因为在加速开始时所有废气流供给（更小的）高压涡轮机，并且高压涡轮增压器的叶轮由于相应的较小惯性矩相应地、快速地以高速转动。

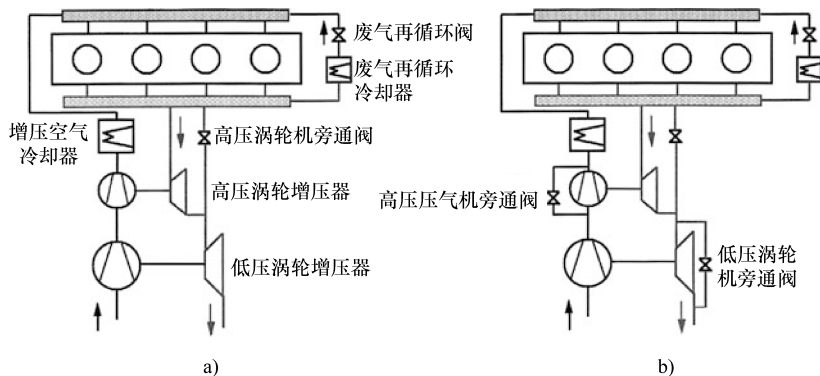


图 10.31 可调二级增压商用车和乘用车发动机示意图（来自 [35]）

a) 商用车发动机 b) 乘用车发动机

除了快速建立转矩和提高最大转矩的可能性外，对于应用可调二级增压还有一个重要原因。尽可能高的增压压力（根据文献 [36]，增压度 >4.5 ）允许在全负荷时还能够采用高的废气再循环率，这对于遵循严格的、未来的商用车柴油机的排放极限值（欧 6）是必需的。此外，中冷器必须是增压系统的组成部分，直到现在由于成本原因，通常在量产中放弃中冷器，但在文献 [34] 的研究中已经采用。

图 10.32 显示了低压压气机后和高压压气机后测量得到的压力变化过程与在 12L 商用车柴油机量产的一级增压中的增压压力建立过程的对比，即各自分别在增压空气冷却器（LLK）及中冷器（ZK）之前和之后的压力变化过程。

（2）在乘用车发动机上的应用 用于乘用车发动机的可调二级增压与在商用车发动机中的应用相比，在低压涡轮机处附加一个旁通阀（Wastegate），并且在高压压气机处也有一个旁通阀（见图 10.31b）。

两个涡轮增压器级的切换策略是不同的。因为在乘用车发动机中，良好的起动和加速特性具有非常重要的意义。高压级采用相对更小的涡轮增压器，其一方面具有结构空间方面的优势，但主要还是由于发动机动态运行时具有较小的惯性矩的优势。在发动机低转速时，高的起动转矩所需的高增压压力仅由高压涡轮增压器提供，其中高压涡轮机旁通阀是关闭的。在发动机中速区，随着发动机转速的提高，高压涡轮机旁通阀开度越来越大，以至于低压涡轮增压器越来越多地承担增压压力的建立，并且最后完全独自负责产生增压压力。其中通过高压压气机（HDL）旁通阀的打开，高压级实际上完全扫气，否则高压级在压气机侧将相当于一个节气门。增压系统在该阶段实际上相当于带低压涡轮增压器的一级增压。在更高的发动

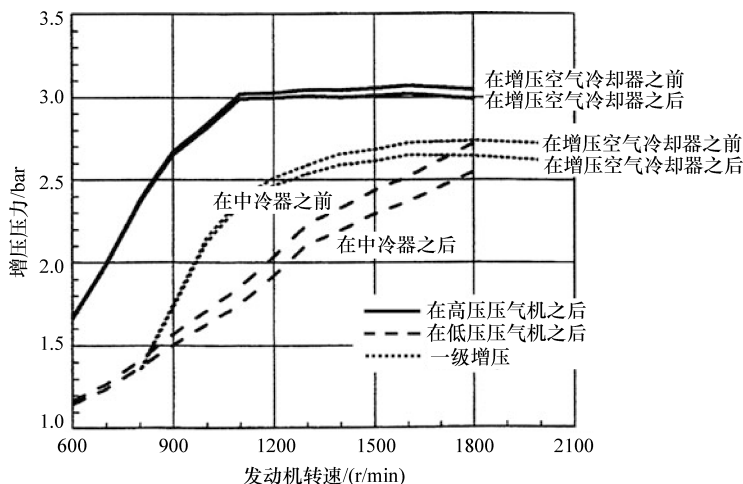


图 10.32 12L 商用车柴油机采用一级增压与可调二级增压时全负荷增压压力的建立过程的对比 (来自 [34])

机转速时, 通过低压涡轮机处的放气阀 (低压涡轮机旁通阀) 来调节增压压力。图 10.33 显示了在 2.0L 柴油机特性场中的切换策略^[37]。

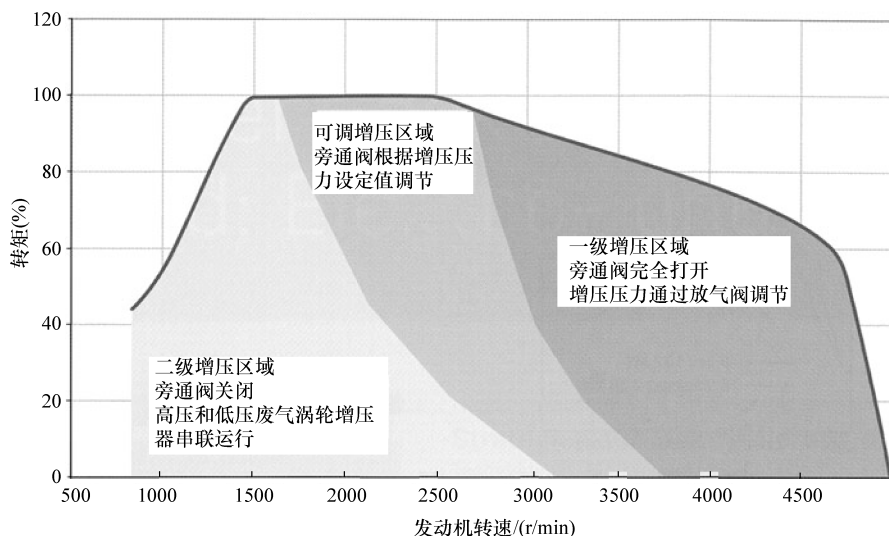


图 10.33 在发动机特性场中带可调二级增压的 2.0L 柴油机的切换策略 (来自 [37])

宝马公司在 2004 年带来了第一款带可调二级增压的乘用车柴油机^[38]。图 10.34 显示了用于 3.0L 柴油机在稳态全负荷时的增压压比和两个涡轮增压器级的转速。明显可见, 如发动机转速从 $n_M = 1500\text{r/min}$ 起, 通过开启高压涡轮机旁通阀, 高压级涡轮增压器转速不断地下调, 最后从 $n_M = 3500\text{r/min}$ 起在相当低的水

平运行。相应地，由于高压压气机旁通阀打开的影响作用，高压压气机的压比为 1。

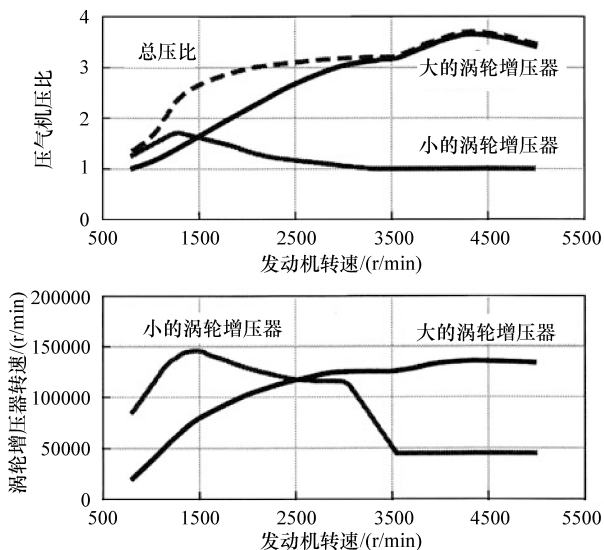


图 10.34 宝马 535d 乘用车柴油机在稳态全负荷时高压和低压涡轮增压器的压气机压比和涡轮增压器转速变化 (来自 [38])

图 10.35 显示了功率密度超过 67kW/L 的这款发动机的二级增压总成，这个功率密度在当时柴油机领域内绝对是个峰值。

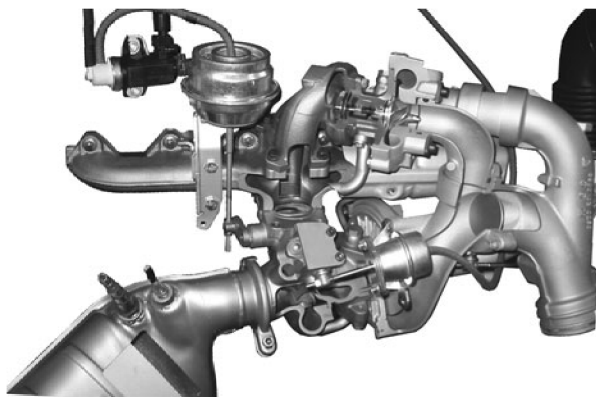


图 10.35 宝马 535d 发动机的二级废气涡轮增压器总成 (来源：宝马公司 [38])

在此期间，通过二级增压、高压涡轮机采用 VTG 涡轮机，宝马的 3L6 缸发动机的功率密度能够提高到 75.2kW/L [39]。

为了使得乘用车汽油机能够满足 CO_2 排放值要求，要求小型化达到 50%，同时也意味着非常高的增压度。但是为了能使其加载特性和加速特性与同功率的自然吸气发动机相接近，很显然地可以采用可调二级增压。

废气涡轮增压汽油机比废气涡轮增压柴油机更难以达到良好的加速性能，这主要与此有关：即在低负荷时，节气门早早关闭，由于其流量比没有节气门的柴油机更低，在开始加速时，涡轮增压器必须从特别低的转速起动，相应地，达到高速时所持续的时间更长。

在参考文献 [40] 中，对 4 缸直喷汽油机 $100\text{kW/L@}5500\text{r/min}$ 和 $p_{\text{emax}} = 25\text{bar@}(1500 \sim 4500\text{r/min})$ 时的可调二级增压进行了研究。从图 10.36 中可以很好地感知切换策略，即转速在大约 1400r/min 之前，主要由高压级提供高增压压比，然后通过不断地开启高压涡轮增压器的旁通阀，低压涡轮增压器越来越多地承担建立增压压力的任务。从 3000r/min 起，实际上仅仅只有低压涡轮增压器承担发动机的增压任务。

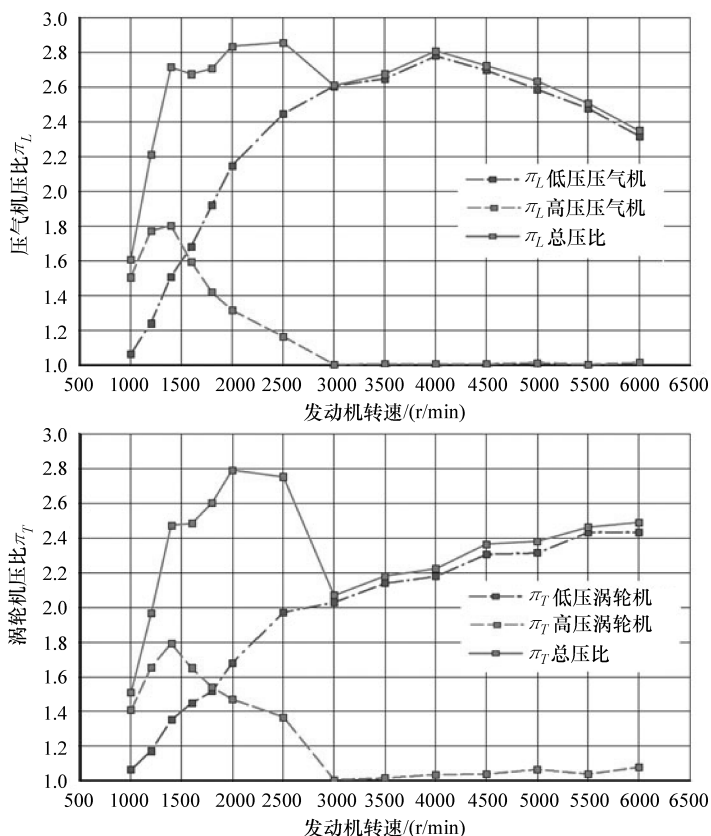


图 10.36 带可调二级增压的汽油机，在全负荷下的高压和低压级压比，
上图为压气机侧，下图为涡轮机侧（来自 [40]）

参考文献 [41] 中研究了能否和在什么样的条件下，带可调二级增压的 1.8L 4 缸汽油机在批量生产的边界条件下，如符合环保性、成本目标、装配和安装性能等能够替代 3.5L 6 缸自然吸气式发动机。在试验台上，二级增压发动机比功率达

到约 105kW/L、比转矩约 225N·m/L，其相当于 $p_e = 28.3\text{bar}$ 。

当与 3.5L 自然吸气式发动机几乎相同的最大功率时（图 10.37），二级增压 1.8L 发动机则带来转矩的急剧增加和更高的最大转矩，这使得在行驶功率的比较中，可以得到相同直至更好的加速和牵引测量值。在新的欧洲行驶循环（NEFZ）中，由于极度小型化（约 50%）和气缸数量从 6 缸减少到 4 缸，节油达到了 11.8%。

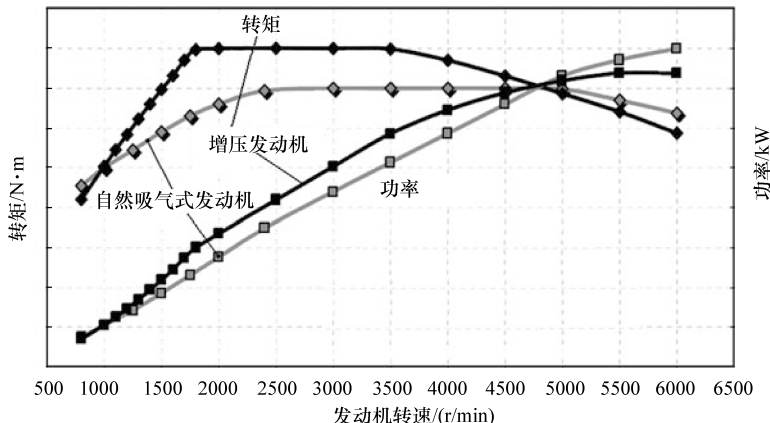


图 10.37 作为 3.5L 自然吸气式发动机替代品的带二级增压的 1.8L 汽油机在全负荷时的转矩和功率（来自 [41]）

对于可能在乘用车发动机中实现量产化的二级增压，除了热力学观点外还需要考虑许多其他的边界条件（图 10.38）。

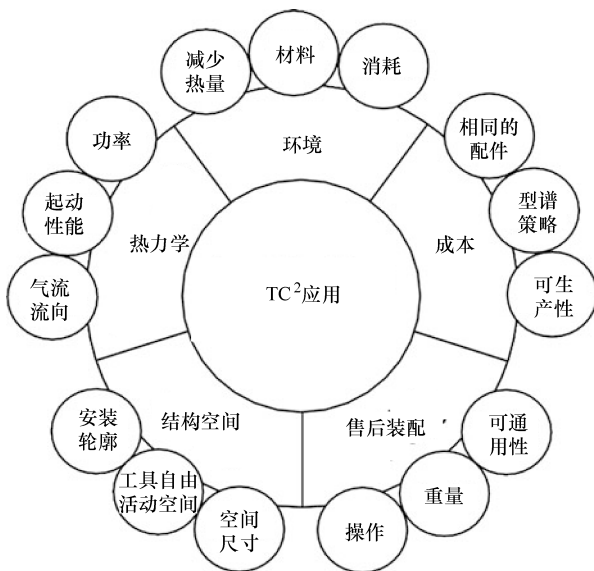


图 10.38 乘用车发动机实现量产化可调二级增压的设计边界条件（此处称为 TC^2 ）（根据 [41]）

10.7 电驱动辅助压气机

(1) 辅助鼓风机 低速二冲程柴油机优先地用来驱动大型船舶，尤其是集装箱船只，标准地配备废气涡轮增压装置。为了起动发动机和在螺旋桨驱动工况下直至 30% ~ 40% 的负荷，根据发动机的尺寸，需要一个或者多个辅助鼓风机 (auxiliary blower)。它们由电驱动，串联布置在废气涡轮增压器的压气机之后，可接通和切断。其功率消耗很少，仅仅为发动机 MCR 功率的 0.8% ~ 1.0%。

但是，当由发动机向涡轮增压器提供的废气能量不够时，该辅助鼓风机还能够 (短时间地) 接通，以产生所期望的增压压力。图 10.39 显示了在瓦锡兰发动机 RT-flex 的进气总管 (scavenge - air receiver) 处的两个这样的辅助鼓风机的布置^[15,42]。

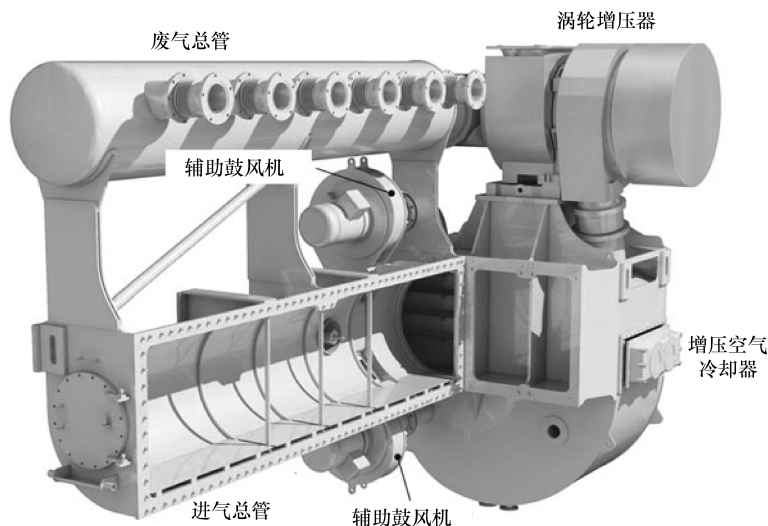


图 10.39 在 6 缸发动机瓦锡兰 RT-flex 35 或 40 的进气总管处的辅助鼓风机的布置 (来自 [42])

(2) 电驱动增压器 (eBooster) 在由博格华纳涡轮系统公司为了废气涡轮增压乘用车发动机研发的辅助压气机中涉及电驱动的径流式压气机，它与涡轮增压器的压气机串联连接^[43]，在大多数情况下位于涡轮增压器的压气机之前。但电驱动增压器仅在发动机加速阶段开始时激活。在其余的发动机运行阶段电驱动增压器保持电切断，吸入的空气通过在电驱动增压器处的连接阀的翻转，从电动增压器旁路直接提供给涡轮增压器压气机 (图 10.40)。该方法的局限性在于在 12V 电源网络下最大可能的驱动功率以及在给定的蓄电池电容量下的每个加速过程最大可用的电能。

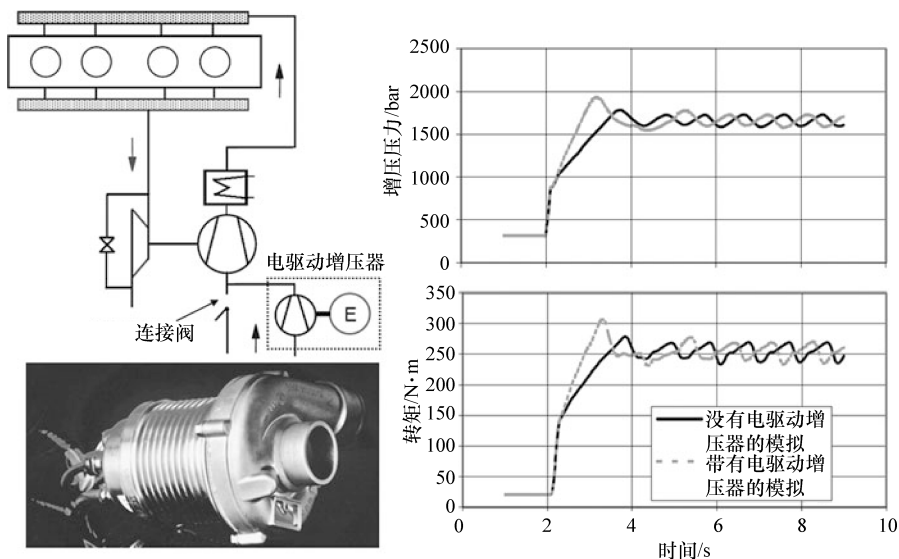


图 10.40 通过电驱动增压器改善增压压力的建立和转矩的建立
(来源: 博格华纳涡轮增压系统公司)

10.8 机械驱动辅助压气机

大众公司在 2005 年发布了 TSI 1.4L 发动机^[44], 其中涉及带废气涡轮增压的 1.4L 4 缸汽油机。在该发动机中, 为了改善加速特性, 由发动机驱动的压缩机, 即伊顿 (Eaton) 公司结构方式的罗茨式压气机 (见图 5.6) 与涡轮增压器压气机串联连接 (图 10.41)。

压缩机在发动机低转速时已经实现高增压压力和相应较高的转矩, 在高转速区, 通过电磁离合器切断。图 10.42 下图显示了调节阀的可能的 3 个切换位置, 在上图显示了在发动机特性场中所对应的运行范围。

在调节阀的切换位置 a, 调节阀完全关闭, 所有的空气质量流流经压缩机, 其在发动机最低的转速区域对增压压力的建立起到决定性的作用。

在调节阀的切换位置 c, 调节阀完全打开, 压缩机通过电磁离合器与驱动装置分离, 因此, 所有的空气质量流只流经涡轮增压器压气机。其在发动机高转速区独自负责建立增压压力。在该运行阶段, 通过涡轮增压器涡轮机的放气阀进行增压压力调节。

在调节阀的连接位置 b, 调节阀承担压缩机旁通阀的功能, 因而, 根据阀门的位置, 只有由压缩机输送的空气质量流 (预压缩) 的一部分供给涡轮增压器的压

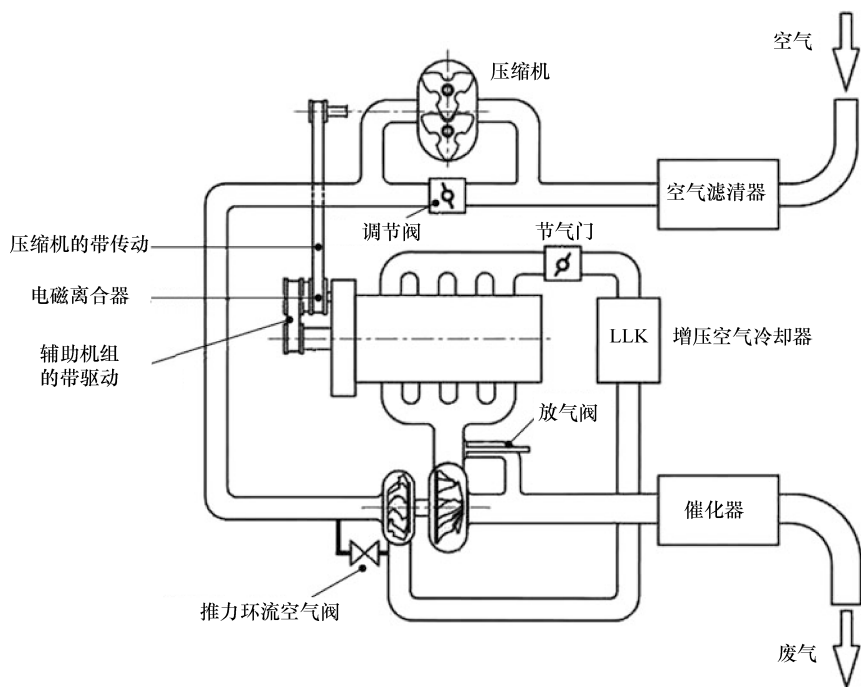


图 10.41 $P_e = 125\text{kW}@6000\text{r/min}$ 和 $M_d = 240\text{N} \cdot \text{m}@ (1750 \sim 4500) \text{r/min}$ 的大众 TSI 1.4L 发动机的切换图 (根据 [44])

气机。

从图 10.43 中明显可知, 压缩机仅仅在发动机最低的转速区域被激活, 并且从 $n_M = 2500\text{r/min}$ 起已经完全切断。

由图 10.44 可知, 借助于压缩机, 发动机和被发动机驱动的汽车加速性能得到了很大的改善。图中显示了在发动机试验台上模拟在平地上行驶的汽车从 1000r/min 加速到 5000r/min 的起动阶段的测量结果。从部分负荷运行工况点 ($p_e = 2\text{bar}$) 出发, 节气门从时刻 $t = 0\text{s}$ 起完全打开, 仅带涡轮增压器的发动机运行时, 在约 0.5s 后达到自然吸气发动机该转速下的全负荷运行工况点。紧接着, 由于相对较大的涡轮增压器转矩的建立过程是被倒拖着进行的, 在 4.8s 后才达到转矩的目标值 (100%), 这在实际行驶中是不令人满意的 (“涡轮间隙”)。反之, 如果在 $t = 0\text{s}$ 时已经接通压缩机, 起动时转矩曲线更陡峭地延伸, 并且在 2.4s , 即一半的时间后已经达到转矩的目标值 (100%)。因此这种小型化发动机的加速特性与功率相同的、但明显更大和更重的自然吸气式发动机相当。

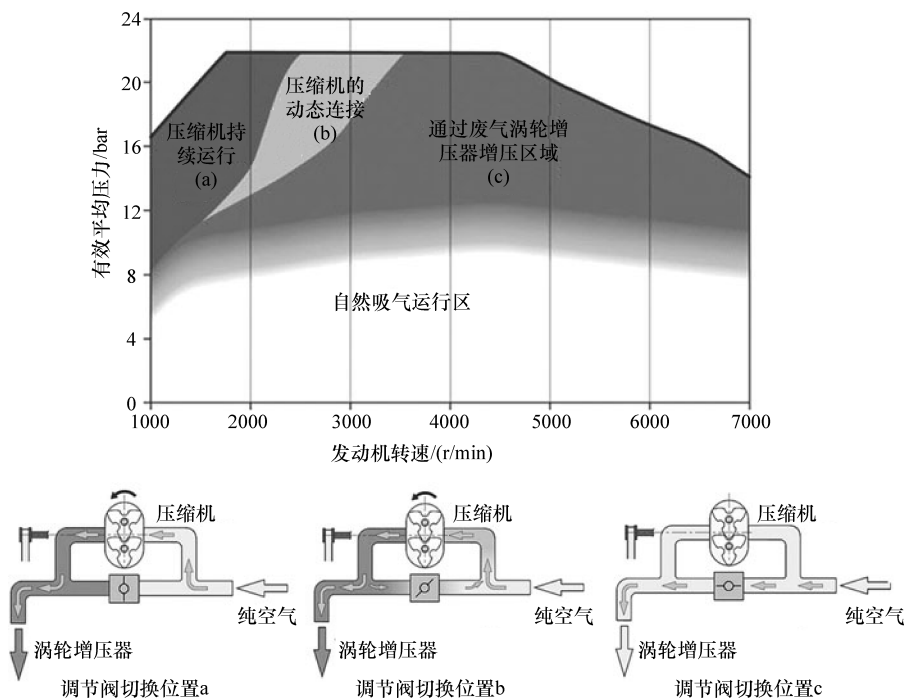


图 10.42 大众 TSI 1.4L 发动机的调节阀 (下图) 的可能连接位置和在发动机特性场中其对应的运行区域 (上图) (根据 [44])

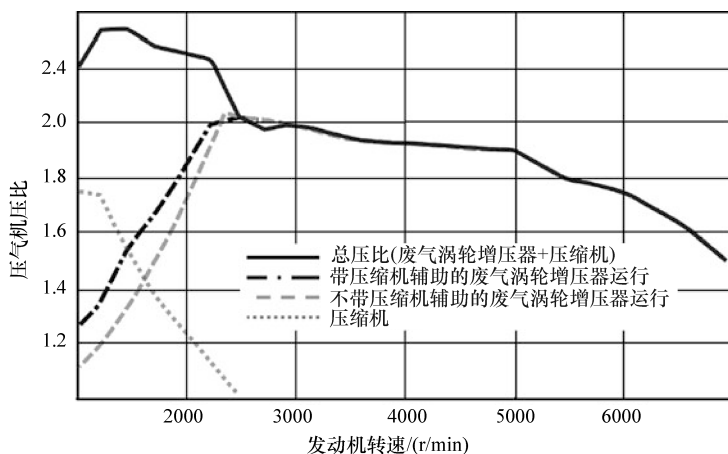


图 10.43 大众 TSI 1.4L 发动机沿着全负荷的压缩机和涡轮增压器的压比([44])

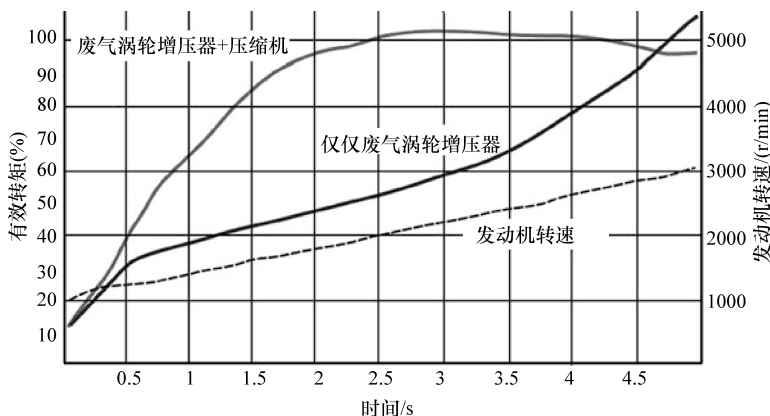


图 10.44 大众 TSI 1.4L 发动机在带和不带压缩机加速行驶时的转矩形成过程(来自参考文献[44])

10.9 电辅助的废气涡轮增压器 (euATL)

在 20 世纪 90 年代末，注意到一种可能的方法，通过电辅助驱动的涡轮增压器来解决废气涡轮增压乘用车发动机在最低转速区的增压压力不足和相应的令人不满意的加速特性问题^[45,46]。

对此，电动机的转子附加地与压气机和涡轮机的各自叶轮集成在涡轮增压器转子上，直接布置在压气机叶轮旁边（图 10.45）。这种方法首先是可行的，因为在此期间电动机可以达到乘用车发动机涡轮增压器的转速范围，即至少可以达到 100000r/min。

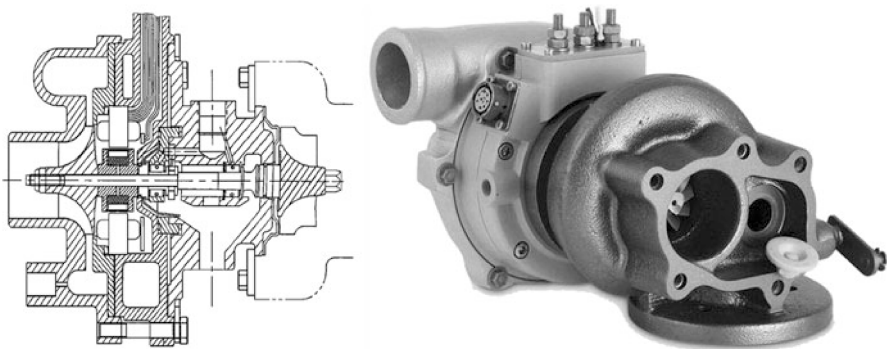


图 10.45 用于乘用车发动机的电辅助涡轮增压器 (euATL)，左图来自博格华纳增压系统公司，右图来自盖瑞特公司 (来自 [47])

对于在乘用车中 euATL 的运行，通过 12V 电源网络给定的功率上限与 eBooster 是同样适用的（见 10.7 节）。然而，euATL 与 eBooster 相比具有决定性的缺点，即

电机的转子增大了涡轮增压器转子的惯性矩。如果差不多在确定的发动机运行状态下基本型涡轮增压器，即在涡轮增压器的转子上没有电机的转子，仅仅通过瞬时地由发动机供应的废气能流正好还能够令人满意地加速，因而，euATL 在没有电辅助时，就不能再令人满意地加速，因为电机的转子附加在 euATL 的转子上，因而增大了惯性矩。对此，人们关注涡轮增压器转子的惯性矩 Θ_{TL} 的影响（公式 8.31）。

与 eBooster 相比，euATL 的优点是，集成在涡轮增压器转子中的电机也可作为发电机使用，也就是说，当可能发生废气能过剩时，即不需要增压时，过多的废气能不是排走而是转化为电能，储存到汽车的电源网络中（见 11.2 节和文献 [48]）。

10.10 增压空气扫气

在增压空气扫气（受控制并且有增压空气冷却器和发动机环绕）时，由压气机提供的增压空气流的一部分直接引导到涡轮机前。但是这仅仅在发动机运行区域是可行的，在该区域增压压力比涡轮机前的压力大。为了改善加速特性，该方法在任何情况下都能够通过增加流量使得压气机和涡轮机的运行工况点处在更高的效率区。因为其中在压气机特性场中的运行工况点可以远离喘振线（图 10.46），该方法直到现在尤其在低速大型柴油机中得到应用^[49]，因为在压气机特性场中的发动机运行曲线通常相对靠近喘振线，但是在所有情况下都需要避免喘振。

因为扫气在高负荷下是不需要的或者甚至是不利的，在非常小的负荷下是不可行的，该方法的应用限制在发动机的中等负荷区。

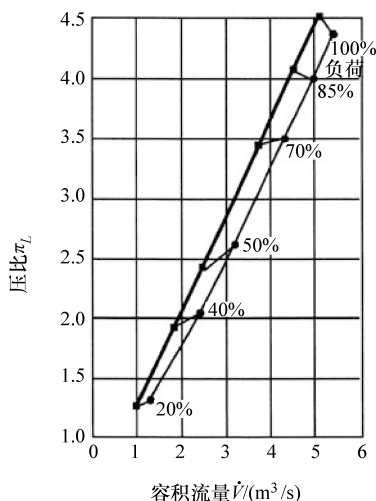


图 10.46 通过增压空气扫气发动机运行曲线在压气机特性场中的移动（来自 [5]）

10.11 外部压缩空气的供给

10.11.1 增压空气管路内的供给

首先确定，外部压缩的压缩空气的供给并联地直接进入涡轮增压器压气机增压空气

管路，在二冲程和四冲程发动机中产生不同的影响。

图 10.47 显示了在压气机特性场的坐标轴中的废气涡轮增压二冲程发动机的喘振线以及流量特性曲线（发动机运行曲线）。图 10.48 为四冲程发动机在发动机转速 $n_{M1} < n_{M2} < n_{M3}$ 下相应的图示。a 段是由涡轮增压器压气机供给的容积流量，b 段是外部空气流。B₁ 和 B₂ 是在压气机特性场中的发动机运行工况点，前者是在低增压压力下，后者是在高增压压力下。A₁ 和 A₂ 是在压气机特性场中由于喘振而不是在所有情况下都可以实现的压气机运行工况点（即没有外部空气）。

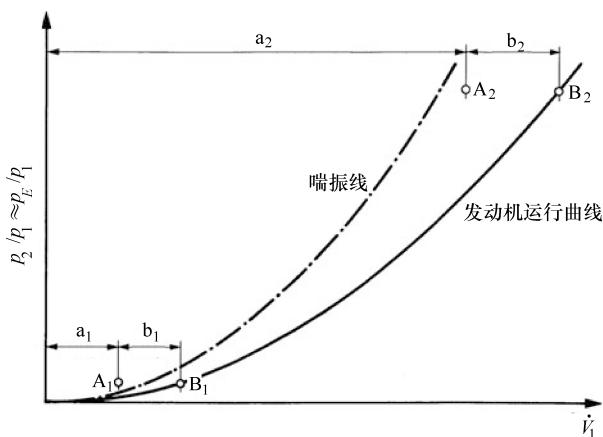


图 10.47 在废气涡轮增压二冲程发动机中的外部空气供给，在压气机特性场中的示意图

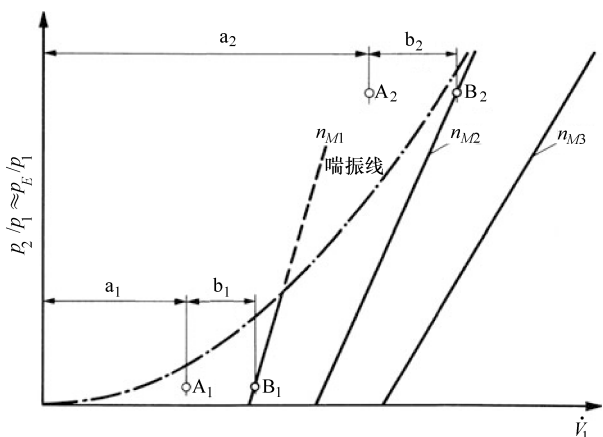


图 10.48 在废气涡轮增压四冲程发动机中的外部空气供给，在压气机特性场中的示意图

高压比下（高的有效平均压力）的二冲程发动机允许一定量的、相应于 b₂ 段的外部空气量的供给，其与来自涡轮增压器压气机的空气流并联。反之，压比减小时，由于发动机流量和喘振线之间的间距变得越来越小，通过外部空气使得涡轮增压器压气机挤进喘振区的工况点一定会到来。

在四冲程发动机中这种关系恰恰相反。在低压比下，相对较大的、相应于 b_1 段的外部空气流不会导致涡轮增压器喘振，而在高压比下，在发动机中速区外部空气流将压气机压入喘振区，其中为了提高转矩，附加外部空气的介入是必不可少的。

由于这个原因，这种方法已经在中速四冲程柴油机低速区中使用，其中外部空气来自起动空气瓶，该气瓶可供 30 ~ 40bar 的压缩空气。

同样，在商用车发动机中，也已经研究了压缩空气在增压空气管路中供给的可行性，这主要为了减少加速时炭烟脉冲^[50]。对此，压缩空气来自于商用车中通常现有的汽车制动装置中的压缩空气系统，它可以配置体积更大的压力储存器。对此，仅在加速阶段的开始，在增压空气管路中引入的压缩空气不能在涡轮增压器压气机的方向上流动，而是由止回阀负责处理（图 10.49）。利用该方法，在扫气持续时间小于 1s 中加速炭烟脉冲能够明显地减小，如图 10.50 所示。当时的 MAN 商用车股份公司从 20 世纪 90 年代初期起在城市用公共汽车中使用这种方法。

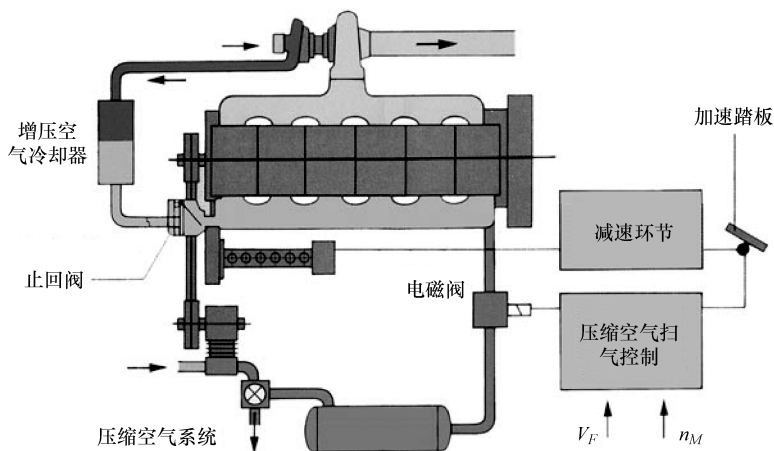


图 10.49 商用车柴油机增压空气管路中的压缩空气供给（来源：MAN^[51]）

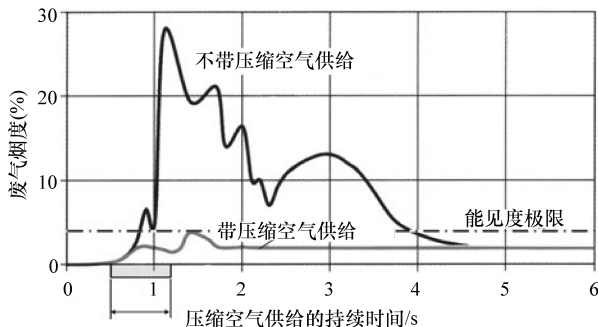


图 10.50 带和不带压缩空气供给的商用车柴油机的加速炭烟脉冲（来源：MAN^[51]）

当前, 克诺尔 (Knorr) 制动公司提供用于商用车柴油机的气动增压系统 (PBS)^[52], 它按照与 MAN 公司较早的系统相同的工作原理将汽车制动系统中的压缩空气充入发动机进气管路。通过发动机的电控总控制系统控制充气阀和节气门 (节气门在充气阶段将涡轮增压器压气机与发动机进气管路分开), 该控制系统还负责电控燃油喷射和废气再循环的控制。图 10.51 显示了不带 PBS 系统和带有 PBS 系统的、带二级增压和废气再循环的一台 8L 柴油机在怠速时在负荷要求突变时, 在发动机试验台上测量的转矩变化过程。尽管是二级增压, 无 PBS 的发动机在约 5s 后才达到其最大转矩的 90%, 而带有 PBS 的相同的发动机在 0.7s 后就已经达到了。

该系统的实际应用越有可能性, 商用车发动机就越难利用现有的技术, 即可变涡轮机尺寸和可调二级增压以及电控喷射, 来满足未来的废气排放法规。

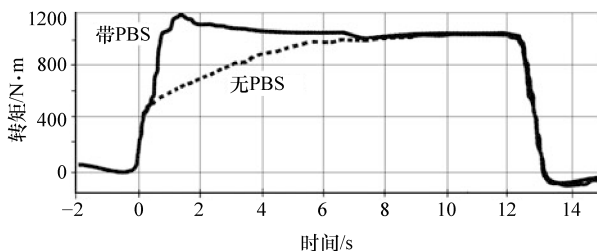


图 10.51 二级增压 8L 柴油机, 在 $n_M = 800\text{r/min}$ 负荷要求突变时转矩的形成过程, 根据带和不带 PBS 系统的压缩空气供给 (来自[52])

10.11.2 喷射-辅助

为了在负荷快速连接时尽可能减少由于原理性原因引起的发动机转速波动^[53], 在一级增压中速四冲程柴油机中采用这种方法 (图 10.52)。

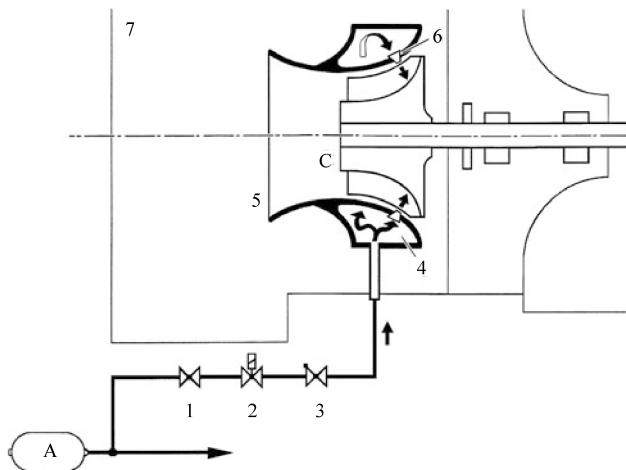


图 10.52 MAN B&M 柴油机系统的喷射-辅助的功能图 (来自 [53])

A—起动空气瓶 (30bar) C—压气机叶轮

1—隔板 2—电磁阀 3—止回阀 4—环形槽 5—连接件 6—孔 7—压气机壳体

据参考文献 [53] 介绍, 喷射 - 辅助在转速波动和同时的 (喷射系统的) 充气增加时接通。通过电磁阀 (2) 的打开, 开通了起动空气瓶 (A) 至涡轮增压器压气机叶轮 (C) 的管路。经过一个隔板 (1), 压力减小到 10bar 以下。外部空气通过止回阀 (3) 流入环形槽 (4)。孔 (6) 布置在压气机无效空间处, 以至于外部空气几乎垂直地进入到压气机叶轮上。因此, 不但附加的空气在发动机进气阶段进入, 而且通过定向的外部空气流以脉冲形式附加地施加到压气机叶轮上, 并且由此加速涡轮增压器。

图 10.53 显示了一台中速四冲程柴油机在负荷从 0 跳跃到 50% 时通过喷射 - 辅助的使用, 转速波动和加速烟度脉冲 (阻光度) 是如何明显地减少的。

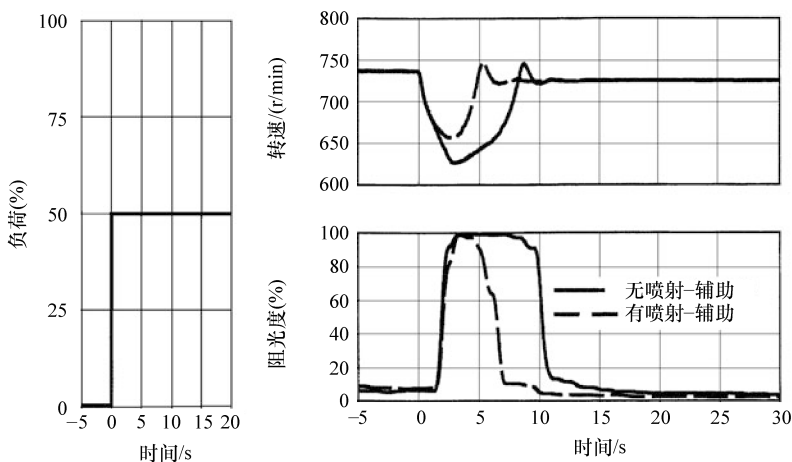


图 10.53 在中速四冲程柴油机中负荷从 0 跳跃到 50% 时喷射 - 辅助的影响作用 (来自 [53])

10.11.3 直接进入气缸

因为外部空气供给作为加速辅助以及为了改善形成负荷性能的最终的目标在于增大进入气缸中的新鲜充气量, 为了尽可能多地实现燃油的转化, 与此有关的最好的方法必须是将外部空气直接引入气缸中。

因此, 最合适的方法是外部空气进入废气管路, 因为由此引起的涡轮机质量流的提高 (由此降低了废气温度), 这只能使涡轮增压器有一定程度的加速, 因为通过外部空气供给引起的附加的废气能流仅有与涡轮增压器效率相对应的部分用于加快增压压力的建立, 且有滞后地进入气缸中。

当然, 外部空气直接进入气缸的供给除了在气缸中的进气和排气门外以现有的、可控的阀门为前提条件。利用压缩空气起动的大型发动机, 在气缸盖上有一个起动空气阀, 为了承担加速功能, 该阀的控制必须相应地调整, 也就是说在压缩行

程中附加的空气（外部空气）能够供给到气缸中。参考文献[54]中记录了这种方法在柴油机以发电机运行工况时的较早的应用。

在参考文献[55]中，基于额定功率3000kW的6缸柴油机的发动机工作过程模拟，比较性地研究了负荷从0跳跃到50%时经由起动阀的压缩空气供给和喷射-辅助各自对加速辅助的影响效果（图10.54）。

不通过附加空气实现加速辅助时，发动机转速波动大约高于10%，燃烧空气比 λ_V 在前6s时小于1。带喷射-辅助时发动机加速时间减半。然而在加速开始时刻（ $\lambda_V < 1$ ）炭烟脉冲不可避免。

反之，如果相同的空气量直接扫入气缸，通过在 $650^\circ\text{KW} \sim 695^\circ\text{KW}$ （在点火上止点处 = 720°KW ）阶段打开起动阀，发动机的加速时间几乎再次减半。因为其中（计算得出的）燃烧空气比不低于 $\lambda_V = 1.5$ ，负荷切换时实际上没有出现炭烟脉冲。

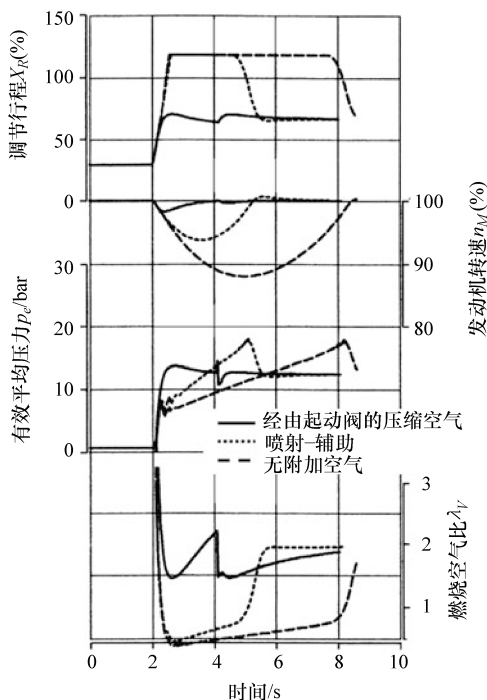


图 10.54 外部空气直接进入气缸和带喷射-辅助的3000kW柴油机负荷从0跳跃到50%时的发动机工作过程模拟（来自[55]）

10.12 组合式增压

组合式增压理解为废气涡轮增压与调谐的进气系统（谐振增压（见图7.4））的组合，Cser^[56]首先做了报道（图10.55）。

组合式增压的想法来自于一个事实，即不但谐振增压，而且带固定尺寸的涡轮增压器的废气涡轮增压仅在相对狭窄的发动机转速区域中能够表现出特别高的充气效率，以及高的增压压力。合适的全负荷转矩变化过程必须通过涡轮增压器在发动机高转速下调谐，在该发动机高转速下期望得到转矩的最大值（在图10.58中大约1600r/min时）。反之，谐振增压在发动机低转速下调谐，直到得到最大转矩（在图10.58中大约1200r/min时）。

组合式增压在MAN的商用车发动机D2566 MK^[50,57]中有实际的应用。图

10.56 显示了这款发动机的进气路径。其中特别要指出的是在发动机冷却液回流散热器前的增压空气冷却器的布置。图 10.57 能够确定这个相对复杂的进气管路系统完整地、但是紧凑地布置在发动机缸体处。

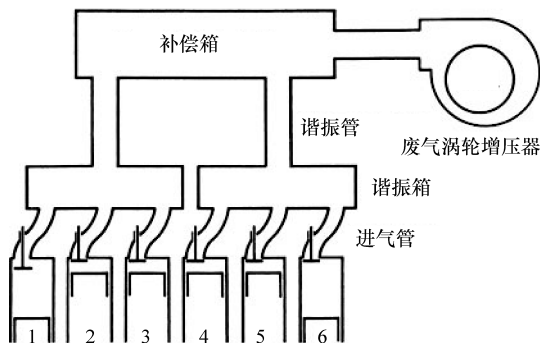


图 10.55 根据 Cser 的组合式增压的示意图 ([56])

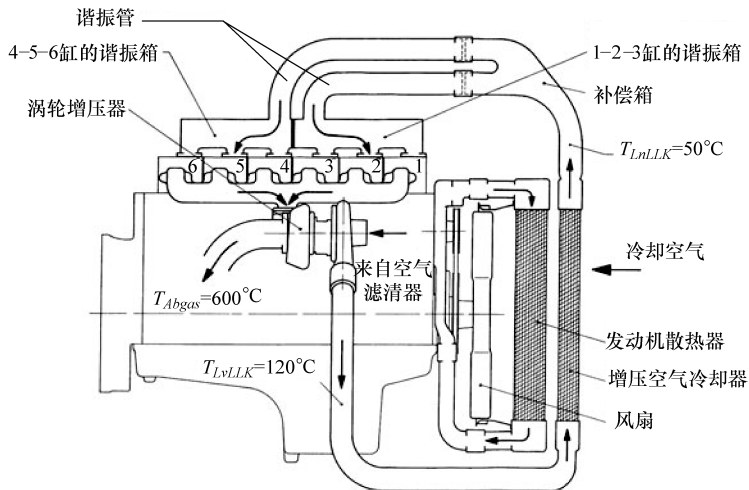


图 10.56 MAN 商用车发动机 D2566 MK 带增压空气冷却的组合式增压的示意图 (来自 [57])

图 10.58 显示了利用该增压方法在当时达到的随发动机转速变化的全负荷转矩变化过程与仅采用废气涡轮增压的基本型发动机的比对。

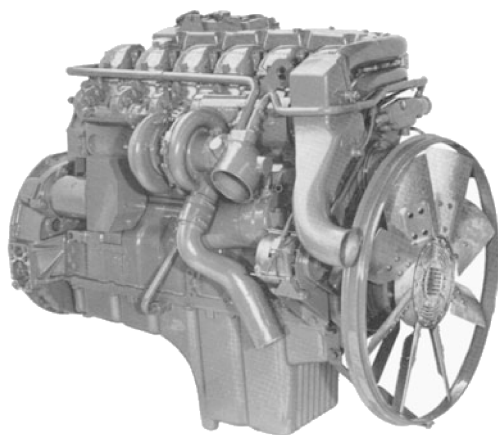


图 10.57 带组合式增压的 MAN 商用车发动机 D2566 MK (来自 [57])

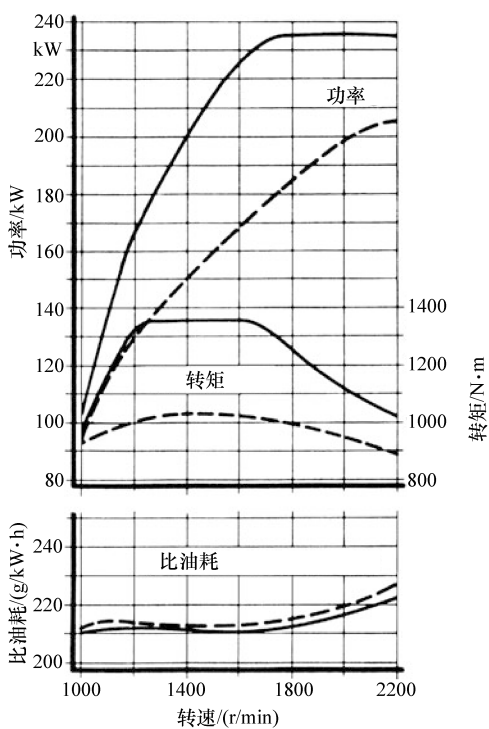


图 10.58 在组合式增压 (实线) 和废气涡轮增压 (虚线) 下的 MAN 商用车发动机 D2566 MK 的发动机运行参数 (来自 [57])

参 考 文 献

1. Sjöberg H (1982) Towards 700 cSt/50 °C with Wärtsilä-Wasa medium speed diesel engines. HANSA – Schifffahrt – Schiffbau – Hafen, 119, S 1212–1214
2. Lee MSK, Watanabe S, Nagakura H, Shiratuchi M, Sugihara H, Ienaga M (1994) Improvement of a turbocharged and intercooled Diesel engine powered vehicle's startability by means of a three wheel turbocharger. SAE paper 945018
3. Engels B (1985) Kleine Abgasturbolader für Fahrzeugmotoren. In: Pucher H et al (Hrsg) Aufladung von Verbrennungsmotoren. expert, Sindelfingen, S 164–178
4. Withalm G, Hiereth H (1985) Besonderheiten und Probleme des Ottomotors mit Abgasturboaufladung. In: Pucher H et al (Hrsg) Aufladung von Verbrennungsmotoren. expert, Sindelfingen, S 139–163
5. Hiereth H, Prenninger P (2003) Aufladung der Verbrennungskraftmaschine. Springer, Wien
6. von der Nüll WT (1963) Zunehmende Einführung des Abgasturboladers auch für Ottomotoren. Motortech Z MTZ 24(9):321–325
7. Cholvin RL (1962) Turbocharger-Controls. SAE-Paper 546 A
8. Sato H et al (1983) Development of a variable geometry turbocharger for trucks and buses. International Gas Turbine Congress Tokyo
9. Berndt R (2009) Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozess-Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Dieselmotoren. Dissertation TU Berlin
10. ABB Turbo Systems Ltd (2009) ABB Turbocharging TPS. –D/E. Produktinformation. Baden, Schweiz
11. Bozung H-G (1978) Zweistufige Aufladeaggregate – Wirkungsgrad und Gefälleaufteilung an einem mittelschnellaufenden Dieselmotor. Motortech Z MTZ 38(5):209–217
12. Bozung H-G (1980) Die M.A.N.-Turboladerbaureihe NA und NA-VP für ein- und zweistufige Aufladung. Motortech Z MTZ 41(4):125–133
13. MAN Diesel & Turbo (2009) Verstellbarer Turbinenleitapparat für TCA-Turbolader. VTA Projektierungshandbuch. MAN Diesel & Turbo, Augsburg
14. Sterner A, Hofstetter M, Kerkau M, Beer M, Ronneburger R, Knirsch S (2006) Die variable Turbinengeometrie für die ottomotorische Anwendung beim neuen 3,6l-Biturbo-Motor des Porsche 911 Turbo. 11. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 233–256
15. Schmitt F, Schmalzl HP, Descamps P (2003) Neue Erkenntnisse bei der Entwicklung von Aufladesystemen für Pkw-Motoren. bwts_library_155_192, BorgWarner Turbo Systems
16. Lang O, Habermann K, Wittler M (2006) Verbesserung des Betriebsverhaltens von Turbomotoren durch Verdichtervariabilitäten. 11. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 317–329
17. Lehmann H-G, Rößler K, Sumser S (2004) Verdichter im Ansaugtrakt einer Brennkraftmaschine. Deutsches Patent- und Markenamt Offenlegungsschrift DE 102 52 767 A1 2004.05.27
18. Müller M, Sumser S, Fledersbacher P, Rößler K, Hertweck G, Fieweger K, Bauer H-J (2005) Ist quasi-drehzahlstationäre Abgasturboaufladung für PKW-Ottomotoren möglich? 10. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 27–45
19. Müller M (2007) Der Radialverdichter im Kaltluftturbinenbetrieb. Dissertation Universität Karlsruhe, Logos, Berlin
20. Schenkel S, Löffler P, Müller W (2004) Über den Einfluss eines beschauften verstellbaren Verdichter-Diffusors auf den Aufladegrad von Nfz-Motoren. 9. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 89–105
21. Lischer T, Schmitt F, Heuer T, Gugau M, Schreiber G (2010) Turbinen- und Verdichtersentwicklung für PKW R2S™-Aufladesysteme. bwts_library_545_641, BorgWarner Turbo Systems
22. Deutschmann H (1982) Verbesserung des Start- und Leerlaufverhaltens niedrigverdichteter hochaufladener Dieselmotoren. Motortech Z MTZ 43(9):369–372
23. Deutschmann H, Wolters GM (1983) Neue Verfahren zur Mitteldrucksteigerung abgasturboaufgeladener Dieselmotoren. Motortech Z MTZ 44(11):431–437

24. Dinger HH, Deutschmann H (1981) Further development of the MTU 956/1163 Engine Series. CIMAC Congress Helsinki
25. Dinger HH et al (1983) Research work in the area of very high MEPs and high speed (2100 rpm) with Engines of 165 mm Bore. CIMAC Congress Paris, Paper 14.3
26. Deutschmann H (1985) Neue Verfahren für Dieselmotoren zur Mitteldrucksteigerung auf 30 bar und zur optimalen Nutzung alternativer Kraftstoffe. In: Pucher H et al (Hrsg) Aufladung von Verbrennungsmotoren. expert, Sindelfingen, S 58–92
27. Brüstle C (1998) Abgasturboaufladung bei Porsche – 30 Jahre Erfahrung. Beitrag auf der Tagung Aufladung von Verbrennungsmotoren. Haus der Technik, Essen
28. MAN Diesel & Turbo (2008) Neuer Schub für ein altes Prinzip. MAN forum 02/2008, S 19–21
29. Ryser R, Weisser G, Wik C (2010) Application of 2-stage turbocharging to large diesel engines: Recent developments and new perspectives. 15. Aufladetechnische Konferenz Dresden, S 27–44
30. Raiko T, Hallbäck B, Hjort A (2010) Design and first application of a two-stage turbocharging system for a medium-speed diesel engine. CIMAC Congress Bergen, Paper 82
31. Haidn M, Klauser J, Lang J, Trapp C (2010) Zweistufige Hochdruck-Turboaufladung für Gasmotoren mit hohem Wirkungsgrad. 15. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 61–78
32. Codan E, Mathey C, Schlienger J, Heinrich O, Berger R (2010) Erste Erfahrungen mit 2-stufiger Aufladung. 15. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 9–26
33. Revised MARPOL Annex VI (2009) Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships and NO_x Technical Code 2008. International Maritime Organization, London
34. Pflüger F (1997) Die 2-stufige geregelte Aufladung: ein neues Aufladesystem für NFZ-Motoren. 2. Stuttgarter Symposium, Tagungsband, S 268–286
35. Tomm U, Schmidt F (2004) Optimierung von Hoch- und Niederdruckverdichter für die zweistufige geregelte Aufladung (R2STM). 9. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 229–249
36. Sumser S, Hertweck G, Nolte A, Krätschmer S, Schmid W (2006) Highlights der Aufladung bei Nutzfahrzeug-Dieselmotoren von Mercedes-Benz. 11. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 179–215
37. Hahne B, Neuendorf S, Paer G, Vollmers E (2010) Neue Dieselmotoren für Volkswagen-Nutzfahrzeug-Anwendungen. Motortech Z MTZ 71(1):26–31
38. Stütz W, Staub P, Mayr K, Neuhauser W (2004) Neues 2-stufiges Aufladekonzept für PKW-Dieselmotoren. 9. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 211–228
39. Langen P, Hall W, Nefischer P, Hiemesch D (2010) Der neue zweistufig aufgeladene Sechszylinder-Dieselmotor im BMW 740d. Motortech Z MTZ 71(4):224–233
40. Sauerstein R, Dabrowski R, Becker M, Bullmer W (2010) Die geregelte zweistufige Abgasturboaufladung am Ottomotor. BorgWarner Turbo Systems Knowledge Library
41. Freisinger N, Friedrich J, Karl G, Koch H (2010) Zweistufige Turboaufladung an einem 4-Zylinder Ottomotor. 15. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 295–316
42. Heim K, Frigge P (2010) The Wärtsilä low-speed engine programme for today's and future requirements. CIMAC Congress Bergen, Paper No. 199
43. Münz S, Schier M, Schmalzl HP, Bertolini T (2002) Der eBooster – Konzeption und Leistungsvermögen eines fortgeschrittenen elektrischen Aufladesystems. Firmenschrift der 3 K-Warner Turbosystems GmbH
44. Middendorf H, Krebs R, Szengel R, Pott E, Fleiß M, Hagelstein, D (2005) Der weltweit erste doppeltaugeladene Otto-Direkt-Einspritzmotor von Volkswagen. 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Tagungsband, S 961–986
45. Huber G (1997) Elektrisch unterstützte ATL-Aufladung (euATL), Schaffung eines neuen Freiheitsgrades bei der motorischen Verbrennung. 6. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 157–167
46. Bartsch C (1999) Abgasturbolader mit elektrischem Antrieb. Motortech Z MTZ 60(7/8):506–507
47. Garrett (2012) Garrett e-TurboTM. http://image.superstreetonline.com/f/8859485/130_0508_turbo_05_z.jpg. Zugriffen: 28. Jan 2012

48. Hopmann U (2004) Ein elektrisches Turbocompound Konzept für NFZ Dieselmotoren. 9. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 77–87
49. Koch F (2007) Mittelschnelllaufende Viertakt-Dieselmotoren. In: Mollenhauer K, Tschöke H (Hrsg) Handbuch Dieselmotoren, 3. Aufl. Springer, Berlin (Abschn. 18.3)
50. Hoerner R v (1993) Untersuchungen aufgeladener Nutzfahrzeugdieselmotoren auf einem dynamischen Prüfstand. 5. Aufladetechnische Konferenz Augsburg, Tagungsband, S 121–132
51. MAN Nutzfahrzeuge AG (1989) In Verantwortung für die Umwelt. Sonderinformation D 110.206, ma 098910
52. Marx M, Németh H, Gerum E (2009) Verbesserung des Drehmomentverhaltens aufgeladener Dieselmotoren durch Drucklufteinblasung. Motortech Z MTZ 70(6):472–479
53. Holand P, Wachtmeister G, Eilts P (2002) Untersuchungen zum Einfluss des Aufladesystems auf das dynamische Verhalten mittelschnelllaufender Viertakt-Dieselmotoren. 8. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 31–40
54. Schulmeister R (1980) Untersuchungen zur Verbesserung der Lastannahme aufgeladener Dieselmotoren. Motortech Z MTZ 41(5):225–232
55. Codan E, Vlaskos I, Bernard O, Neuenschwander P (2002) Maßnahmen zur Verbesserung des transienten Betriebs von turboaufgeladenen Großmotoren. 8. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 41–60
56. Cser G (1971) Ein neuartiges Verfahren der Abgasturboaufladung. Motortech Z MTZ 32(10):368–373
57. Zürner H (1980) Entwicklung von aufgeladenen M.A.N.-Fahrzeug-Dieselmotoren. Motortech Z MTZ 41(2):41–46

第 11 章 基于废气能量利用的特殊的增压过程

11.1 涡轮冷却和米勒工作过程

11.1.1 涡轮冷却

正如在前面第 7 章 7.4 节中所述,在给定的增加压力下,通过增压空气冷却,增压空气的密度增加了,由此发动机功率也得到提升。理论上增压空气可以达到的最低温度是由冷却介质的温度来决定的。实际上,发动机在较高的负荷时,增压空气的温度明显地高于增压空气冷却器中的冷却介质的入口温度。

增压空气的温度对发动机功率和发动机效率都有很大的影响,在汽油机中还与不发生爆燃而可能达到的更高压缩比有关。这就联想到,通过一种特殊的冷却循环,能利用涡轮增压器涡轮机之后,或者废气后处理模块之后所提供的废气余热,从而将增压空气冷却器里的冷却介质降到一个特别低的温度。在参考文献[1]中有乘用车汽油机的相关工作的论述。

在冷却介质温度给定时,并且通过常规的增压空气冷却,将增压空气的温度尽可能降低到某一水平的另一种方法是使用涡轮冷却^{[2]、[3]}。图 11.1 为涡轮冷却的示意图,在废气涡轮增压器的后面再串联另一个称为涡轮冷却组(TK)的涡轮增压器。

在废气涡轮增压器的压气机中压缩的空气,在增压空气冷却器 I 中经中冷之后,流入涡轮冷却组(TK)中的压气机进一步压缩。这个压气机由涡轮冷却组的涡轮机来驱动,在涡轮冷却组中空气在流过增压空气冷却器 II 后膨胀。自由运转的涡轮冷却组的压气机和涡轮机之间达到功率平衡,因为压气机和涡轮机的入口温度只有很小的差别,因而涡轮冷却组(TK)涡轮机的压比,比涡轮冷却组(TK)压气机的压比明显要高得多。

假设涡轮冷却组的涡轮增压器效率为 50%,那么涡轮冷却组(TK)中涡轮机的等熵焓降要正好是涡轮冷却组 TK 中压气机的等熵焓降的二倍。这就要求,废气涡轮增压器(ATL)的压气机后的压力(状态点 2)要显著地高于气缸进口处增压

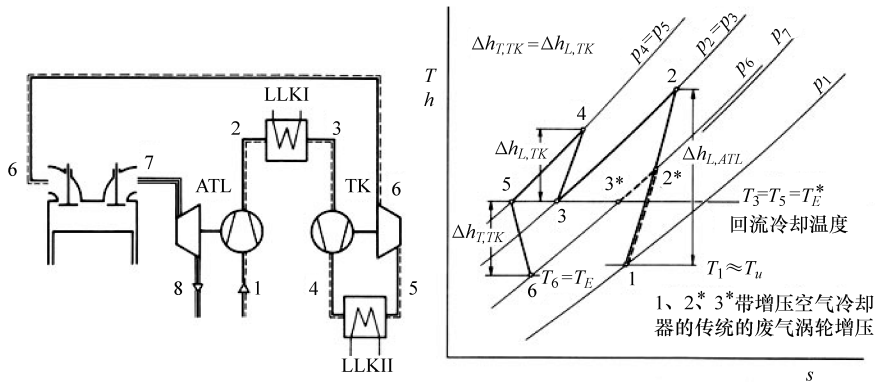


图 11.1 涡轮冷却连接图 (左) 和增压空气的状态变化过程 (右)

压力 (状态点 6), 见图 11.1 右侧的 $h-s$ 图的图解说明。

可以通过废气涡轮增压器涡轮机上相应大小的压力降,使得这个废气涡轮增压器的压气机之后压力再次达到高压 p_2 。也就是说,与传统的带增压空气冷却的废气涡轮增压相比,可以通过废气强烈的拥堵来实现。就单一的影响作用而言,这样做原则上对发动机效率以及残余废气的排出是不合适的。

从参考文献 [3] 中摘引的图 11.2, 显示了涡轮增压器效率对功率升高 p_e/p_{e0} 和比油耗的改变 b_e/b_{e0} 的影响的计算结果。其中, 附加的脚标 “0” 表示的是传统的增压空气冷却的增压发动机, 在相同的增压压力 (发动机进气压力 $p_E = 2.5 \text{ bar}$) 和相同的燃烧空气比 ($\lambda_V = 1.7$, 过量空气系数) 时的数值。模拟计算是基于—台中速四冲程柴油机, 并且基于这样的设定, 即涡轮冷却组的涡轮增压器效率 η_{TK} 比废气涡轮增压器的效率要低 5%, 也即 $\eta_{TK} = \eta_{ATL} - 0.05$ 。

因此,当涡轮增压器效率 $\eta_{ATL} = 0.65$ 时,功率可以提升大约12%,然而比油耗也相应地提高了大约

1.7%，扫气压力降很小， $p_A/p_E = 0.98$ 。同时，图 11.2 也很清楚地表明，涡轮冷却可以使涡轮增压器效率达到最大值。由于涡轮冷却所获收益相对于所增成本来说

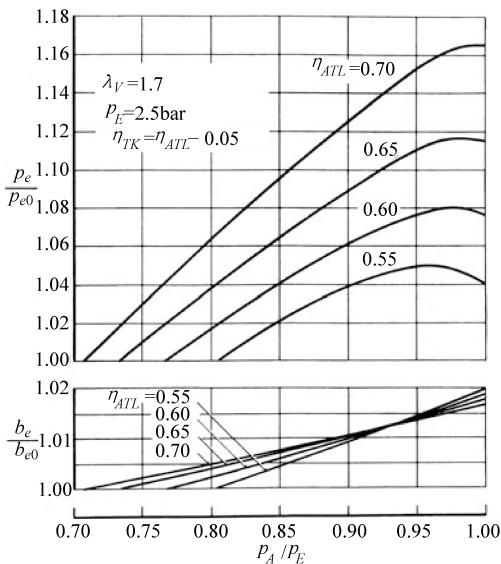


图 11.2 涡轮冷却涡轮增压器效率
对 p_e 和 b_e 的影响 (来自 [3])

是很小的, 所以并没有得到实际的应用。即使涡轮冷却在燃气发动机上比在柴油机上能展示出更好的效果^[4], 也由于其较高的制造费用而被米勒工作过程 (11.1.2 小节) 所取代。

11.1.2 米勒工作过程

米勒工作过程也被称为少量空气热过程 (Supairthermal), 是由 R. 米勒提出的, 并得到了实际的应用^{[5]、[6]}。它与一般增压过程的不同之处在于其进气门关闭时刻是可变的, 而这在当时并没有被列入发动机可能的量产配置中。

通过在进气行程中关闭进气门, 也即在下止点 (UT) 前关闭, 气缸内的充量会在下止点之前剩余的活塞行程中发生膨胀, 从而不仅缸内压力, 而且缸内温度也会下降。因此, 与传统的进气门关闭 (下止点后) 和进气前同样的增压空气温度相比, 在紧接着的压缩行程初期, 缸内充量的温度更低。进气门越早关闭, 这种缸内膨胀冷却的效果越明显。由于在所给定的增压压力下, 这种方式的缸内充量会有所减少, 从而发动机功率也会下降。因此, 与传统的增压相比, 这种方式的增压压力必须相应地提高。

为此, 废气涡轮增压过程中也要求更高的涡轮机入口压力, 然而作为单一的影响, 这对发动机效率而言是不合适的。

图 11.3 以 $h-s$ 图和 (理想的) $p-V$ 图描述了米勒工作过程中建立增压压力时的状态变化过程。在 $h-s$ 图中, 用 “*” 以及虚线来标识, 与传统的 (一级) 增压的状态变化过程进行比较。假设在这两种情况下, 增压空气冷却器后的增压空气温度相同 ($T_E = T_E^*$), 下止点时的缸内压力 (p_{UT}) 相同。可以看到, 在状态点 1Z 处的缸内温度 T_{UT} 要比传统的增压过程更低一些 ($T_{UT} < T_{UT}^* > T_E^*$)。

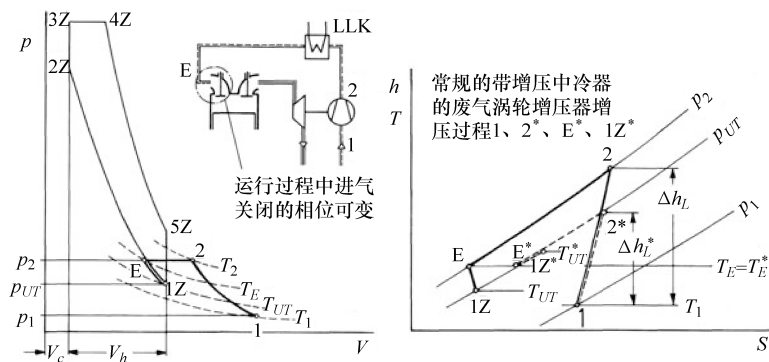


图 11.3 米勒工作过程, $h-s$ 图和 $p-V$ 图中的连接图和状态变化过程

通过米勒工作过程可以实现的缸内压缩初始温度的降低可以应用在下述情况中:

- 1) 在与传统的增压相同的缸内充量下, 可以达到同样的气缸功率, 米勒过程

的热负荷更低。同时由于更低的压缩初始压力，因此，发动机的机械负荷也更小，而不需要降低压缩比。

2) 与1) 相一致的情况下，在利用相对于1) 还没有达到机械负荷极限 (p_{Zmax}) 时，可以要么在同样的功率下提高压缩比，从而降低比油耗，要么在保持压缩比不变的情况下提高发动机功率。此外，将二者结合起来也是可行的。

3) 如果以确定的、采用传统的增压上使用的、极端的米勒工作过程（即进气门非常早地关闭，但保持燃烧空气比 λ_v 不变）的发动机功率运行时，则缸内相对较低的温度会使得 NO_x 排放降低。这不仅适用于柴油机，也适用于汽油机。此外，对于柴油机而言，在经过匹配的喷射系统的作用下，还可以实现特别低的炭烟或颗粒物排放。

4) 由于压缩初始温度较低，其后的压缩终了温度也较低，而后者在汽油机中决定了爆燃极限。与常规增压过程相比，汽油机在相同的压缩比下可以以更高的功率运行，或者在保持功率不变的情况下以更高的压缩比运行。

新的发动机开发通常必须与功率提升有关，在这样的背景下，在一级增压时同时转入米勒工作过程是很困难的，因为在保持功率不变的情况下，米勒工作过程自身需要提高增压压力，增压效率较高的一级增压压力范围本身就极大地超出常规的增压过程。但二级增压过程的情形就完全不一样了，使用二级增压，则由于最大增压压力可以存在较大的变化余地，这样前面1)~4) 所述的开发方法都可以得以实现^[7]。

从出版的文献[8]中摘引的图11.4 展示的是一台典型的中速柴油机在一级增压和二级增压的情况下，总增压压比 π_L 对比油耗 b_e 和 NO_x 排放的影响。这种影响适用于相同的功率、最大缸内压力、燃烧空气比和废气温度。配气相位，尤其是进气门关闭相位，还有供油时刻，都作为可调整的参数来使用。在这些条件下，对于总增压压比 $\pi_L = 7 \sim 8$ ，可以调整比油耗 b_e 达到最小值。然而，这样高的增压压比只有通过二级增压才可以实现。对于更高的增压压比，虽然可以进一步降低 NO_x 排放，但比油耗却已经上升了。

大型柴油机制造商不仅提供了很多种类的柴油机系列型谱，也提供了很多燃气发动机系列型谱，在这两种情况下都带废气涡轮增压。通常燃气发动机提供的功率比柴油机要低。对于燃气奥托循环发动机而言，其功率降低主要是为了避免爆燃，其压缩比必须比柴油机的压缩比要低。众所周知，气缸内受到压缩的气体从某一确定的能量状态起出现爆燃，而爆燃是无论如何都要避免的。上述的这种缸内气体在压缩行程终了的能量状态，在给定的压缩比下取决于缸内充量的压力，尤其取决于缸内充量在压缩初始的温度。若压缩初始缸内充量的温度显著降低，比如通过米勒工作过程来实现，就可以要么实现更高的压缩比，从而提升发动机的效率，要么在保持压缩比不变的情况下，使气缸能够吸入更多的新鲜充量，从而在不引起爆燃的前提下达到更高的发动机功率。

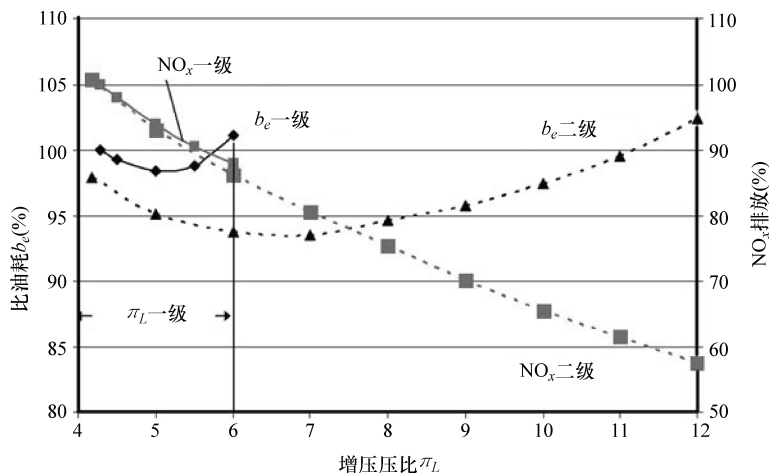


图 11.4 在 P_e 、 p_{Zmax} 、 λ_V 和 T_{ArT} 值恒定的情况下，
中速柴油机分别在一级和二级增压下 NO_x 和 b_e 随增压压比的变化（来自 [8]）

在参考文献 [4] 中，通过发动机工作过程模拟的方法研究了米勒工作过程相关的影响作用。对此，研究的对象是常规的废气涡轮增压燃气发动机，其原本的进气门关闭相位是下止点后 $55^\circ KW$ ($\phi_{ES} = 235^\circ KW$ ，点火上止点 $= 360^\circ KW$)，并且在增压压力 $p_E = 2.26 bar$ 下，不发生爆燃时能达到的比功率相应于 $p_e \approx 10.6 bar$ 。

按照图 11.5，当进气门的关闭相位和升程 h_V 变化时，应该如此选择增压压力 p_E ：在压缩比保持不变的情况下调整到压缩终了压力相同。图 11.6 展示出在下止点 (UT) 附近相应的缸内的温度 T_Z 和压力 p_Z 的变化过程。

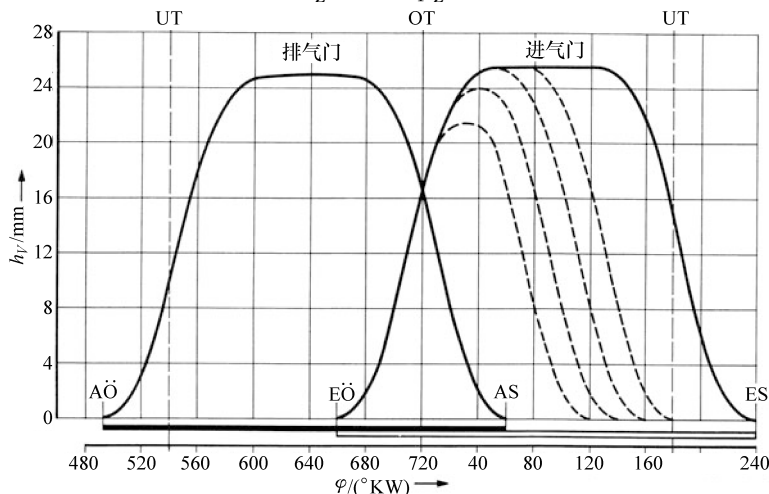


图 11.5 进气门关闭相位可变的排气门和进气门升程变化曲线（来自 [4]）

AÖ—排气门打开 EÖ—进气门打开 AS—排气门关闭
ES—进气门关闭 UT—下止点 OT—上止点

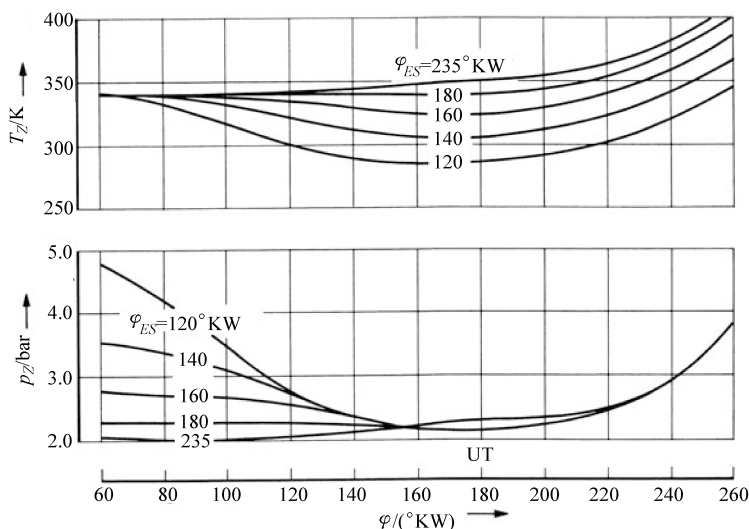


图 11.6 在可变的进气门关闭相位和不变的压缩终了压力情况下，下止点附近缸内的温度 T_z 和压力 p_z 的变化（来自 [4]）

图 11.7 描述的是当进气门从下止点后 55°KW 开始逐渐提前关闭时所获得的（计算的）发动机运行参数。由于下止点（UT）时的缸内温度（ T_{UT} ）逐步下降，在不引起爆燃的前提下可以以更高的增压压力 p_e 运行，从而与原来的条件相比，有效平均压力从 $p_e \approx 10.6\text{bar}$ 提高到了 $p_e \approx 14.4\text{bar}$ 。对此，比燃油热量消耗值 q_e 下降了约 5%。

大多在驱动发电机的场合运行的固定式燃气发动机，通常没有配备可变进气门关闭技术，而是在“固定的米勒配气相位”下运行，其进气门关闭相位约为下止点前 40°KW 。

在燃气发动机的开发期间，人们在燃气发动机上配上二级增压，并采用米勒工作过程，从而使得有效平均压力达到 $p_e = 24\text{bar}^{[9]}$ ，对此的详述参见第 10 章 10.6 节。

在汽油机上采用米勒工作过程时，首先是利用进气门较早关闭（FES）时所产生的缸内充量膨胀冷却的效应，从而将爆燃极限移到更高的负荷，或者实现以更高的压缩比运行。对此，在 Y. Ke 的博士论文中也有所论述^[10]。在论文中，他在一台废气涡轮增压的 2L 乘用车汽油机基础上，借助发动机工作过程模拟，研究了一种工作过程，在此工作过程中，不仅通过放气阀控制增压压力，而且通过进气门关闭相位的调整来取代节气门对负荷的控制作用，这种过程也被称为 FES 过程。图 11.8 ~ 图 11.10 即摘引自这篇论文。

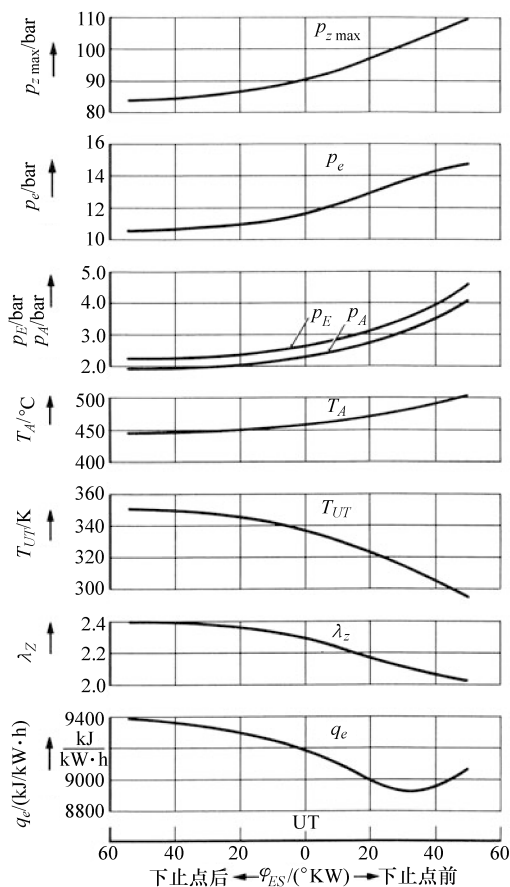


图 11.7 在压缩终了压力不变的情况下，燃气发动机各运行参数值随进气门关闭相位的变化（来自 [4]）
UT—下止点

图 11.8 中，在压气机特性场中所绘制的发动机运行曲线 C - A 表示的是带放气阀控制的全负荷特性曲线，发动机运行曲线 C - B 表示的是 FES 过程下的全负荷特性曲线。在发动机转速 $\geq 2200\text{r/min}$ 时，两条运行曲线开始出现差异，这是因为从这个时候开始，放气阀打开了。

图 11.9 展示了参考发动机在额定转速 $n_M = 5600\text{r/min}$ 时，当缸内进气量以及燃烧空气比 (λ_v) 保持不变，而放气阀 (h_w) 开度越来越小，进气门越早关闭 (φ_{ES}) 时发动机全负荷特性曲线的变化趋势。在一定程度上，换气功（由平均压力 $p_{m,LW}$ 表示）变得更加合适，指示平均压力 (p_{mi}) 有所提高，相应的指示热效率 (η_i) 也有所增加。

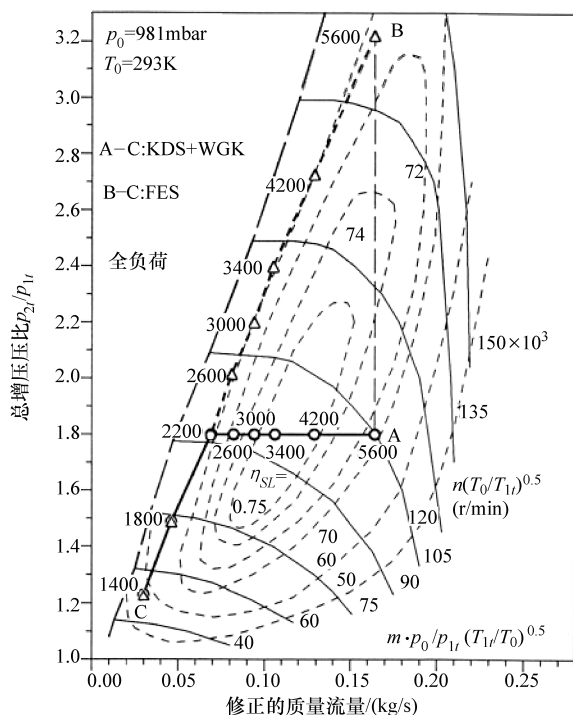


图 11.8 在不同的负荷控制方式下压气机特性场中的发动机全负荷曲线 (来自 [10])

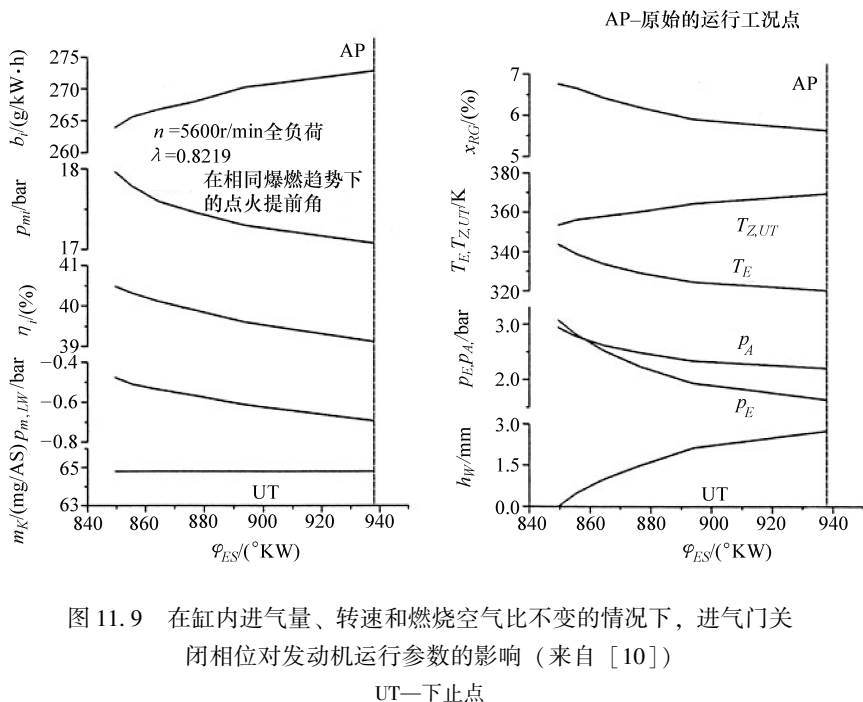


图 11.9 在缸内进气量、转速和燃烧空气比不变的情况下，进气门关闭相位对发动机运行参数的影响 (来自 [10])

UT—下止点

图 11.10 显示了压气机特性曲线中三条发动机运行曲线，每一条曲线都是 $n_M = 5600 \text{ r/min}$ ，其中：

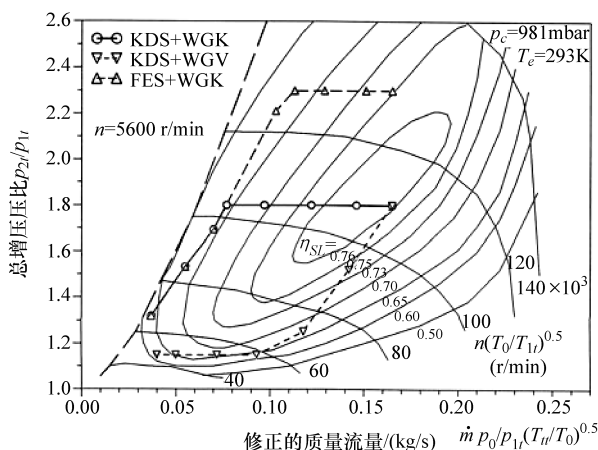


图 11.10 发动机转速不变时，在不同的负荷控制方式下
压气机特性场中的发动机运行曲线（来自 [10]）

KDS + WGK：参考发动机（节气门控制 + 带 $p_{2t}/p_{1t} = 1.8$ 的增压压力极限的放气阀）。

KDS + WGV：节气门控制 + （特性场）调节的放气阀。

FES + WGK：FES（无节气门）+ 带 $p_{2t}/p_{1t} = 2.3$ 的增压压力极限的放气阀。

图 11.11 展示了指示热效率 η_i 随指示平均压力 p_{mi} 的相应变化曲线。

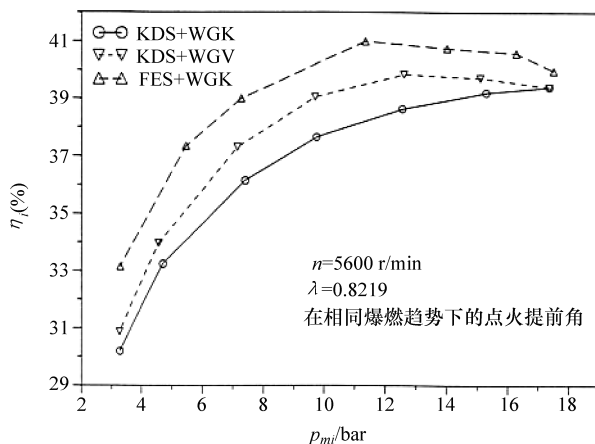


图 11.11 不同的负荷控制方式对指示热效率的影响（来自 [10]）

可以看出，FES + WGK 的方案最佳。正如参考文献 [10] 中所介绍的，本质

上利用 FES 的增压压力控制和负荷控制的热力学优势，在实际中到底有多少能够被转换，主要取决于是否能实现这样一种气门驱动，即一方面能够实现进气门关闭相位尽可能快速地改变，而另一方面不会对发动机的机械效率造成太大的损失，以致抵消了热力学方面的优势。

11.2 涡轮复合工作过程

11.2.1 概述

当发动机与一个或多个废气涡轮增压器共同工作，不仅从发动机而且也从至少一个废气涡轮增压器上输出有用功率，称之为涡轮复合工作过程，也称复合过程。动力涡轮增压器的功率可以通过传动机构（机械地）添加到发动机的有用功率上，可以采用图 11.12 所示的连接方案，或者通过一个发电机作为电功率输出（图 11.22）。

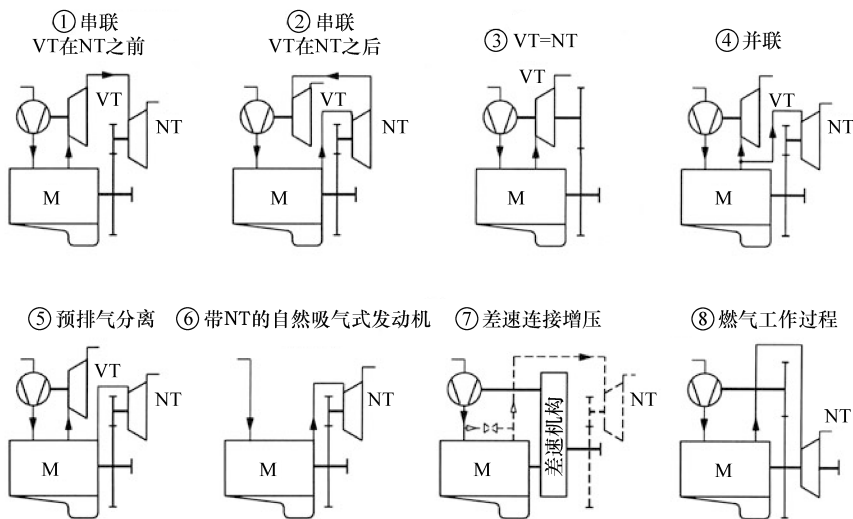


图 11.12 涡轮复合增压的连接方案（来自 [11]）

M—发动机 VT—压气机涡轮机 NT—动力涡轮机

废气涡轮增压器的动力涡轮机（NT）与压气机涡轮机（VT）的串联连接，如图 11.12 中的方案①和方案②，应用在车用发动机，对此，优先选用动力涡轮机连接在涡轮增压器涡轮机后面的方案，见 11.2.4 小节。

方案③对应于 A. Büchi 在他 1905 年的专利中所提出的复合发动机（图 3.7）的原理。这种方案存在缺陷，即涡轮增压器的压气机的转速，与发动机转速的传动比是固定的，以至于在发动机低转速范围内，压气机的转速也比较低，因而增压压力也可能相对较低。方案①、方案②或者方案④中自由运转的涡轮增压器与动力涡轮机相互配合，在所有情况下比方案③都有优势。

方案④中动力涡轮机与涡轮增压器的涡轮机并联连接，应用在大型柴油机中，见 11.2.2 小节和 11.2.3 小节。

被称为预排气分离的方案⑤的理念基于：在每次预排气阶段，从缸内排出的废气的能量，只有部分输送到动力涡轮机，而其余的废气能量则输送到涡轮增压器的涡轮机。与此同时，其缺陷是在所有情况下，需要在气缸盖上安装一个附加的排气门，但与此不相关的是，这种方案在热力学方面比方案①和方案②更不合适，因而从没有得到实际应用。

方案⑥是带动力涡轮机的自然吸气式发动机，或使用动力涡轮机来代替废气涡轮增压发动机的放气阀。根据文献[11]，这种方案可以在所有情况下作为汽油机的选择，而其他所有方案则是针对柴油机设计的。但即使是所提到的这个可能用于汽油机的方案，与现代基于小型化理念设计的带可调二级废气涡轮增压的乘用车汽油机相比，在总效率方面还是处于劣势。

方案⑦的差速复合增压只是考虑用于车用发动机。其原理基于：通过一个差速器或者行星齿轮机构来实现功率分流，其中的一个分流用在汽车的驱动轴上，另一个分流用来驱动压气机（见图 11.12 的方案⑦中引出来的线）。根据参考文献[12]和[13]，图 11.13 和图 11.12 的方案⑦中的虚线表示的是这样一种涡轮复合增压过程，即在确定的运行状态下，由压气机供给的一部分空气经旁通通道绕发动机流动，与发动机废气混合后输送到动力涡轮机，而动力涡轮机的功率直接输送到汽车驱动轴上。

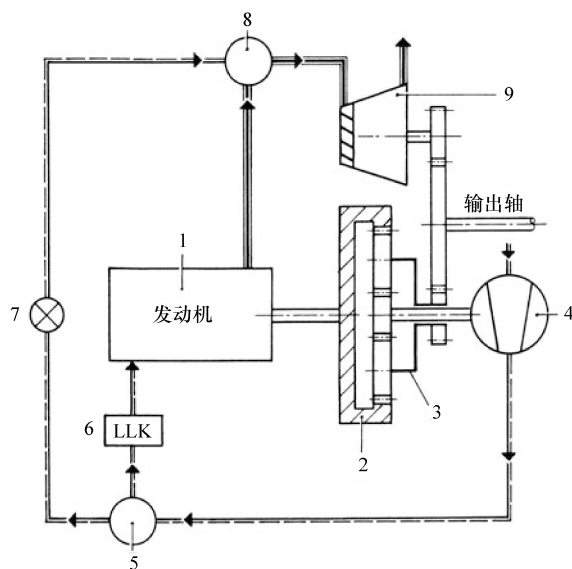


图 11.13 Wallace 文献 [12]、[13] 中差速复合增压的图示

1—发动机 2—行星齿轮变速器 3—行星齿轮架 4—压气机 5—空气分配器
6—增压空气冷却器（LLK） 7—环绕空气调节阀 8—燃烧室 9—带导叶调整的废气涡轮机

差速复合增压在实际中的应用至今还没有推广开来。

从狭义上和按照输入模式的定义，方案⑧的燃气工作过程并非是涡轮复合增压过程，因为发动机没有提供有效功率，而是只为动力涡轮机提供燃气。在这个功能上，方案⑧相当于燃气轮机开式工作过程中的燃烧室。

在燃气发生器领域的众多产品中，本来只有 S. E. M. E 公司（巴黎马尔梅森能源机械研究公司）的自由活塞式燃气发生器得到了较多的实际应用^[14]，见图 11.14。GS 34 型直到 1962 年左右才被众多公司许可制造，并主要应用在固定式设备和船舶上。它使用若干燃气发生器来驱动一个相应的大型燃气轮机。其优点是被驱动的燃气轮机有着非常好的转矩特性，即在涡轮轴静态时的转矩比燃气轮机全速运转时的转矩升高达 2.5 倍，在同样的功率下，比带有燃烧室且没有热交换器的燃气轮机设备的油耗更低；其缺点是，与相同功率的废气涡轮增压柴油机相比，其所占的体积和重量都要更大，尤其是油耗更高。

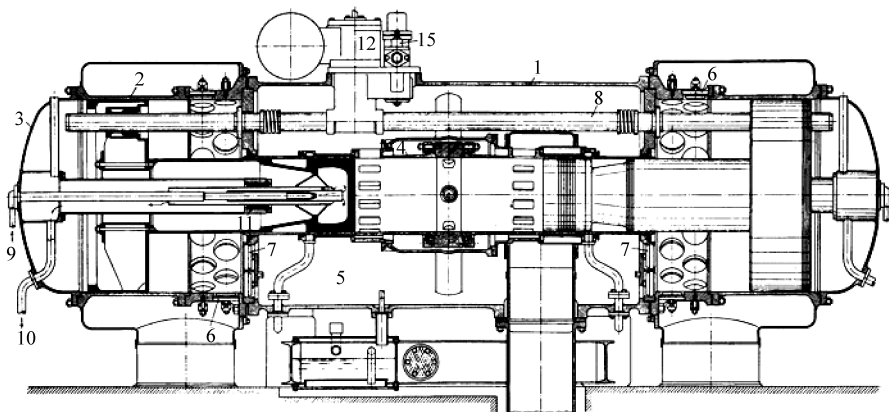


图 11.14 S. E. M. E 公司 GS 34 型的自由活塞式燃气发生器

图 11.12 显示的方案中，用于大型柴油机的方案④和用于商用车柴油机的方案①都已经得到了实际的应用。两种方案的废气涡轮增压发动机为基本型。这种 50 多年来一直很知名的工作过程^[15,17]，用了 25 年左右的时间才首先在大型发动机上使用，然后又用在商用车发动机上，这一方面是由于 50 年前油价还很便宜，从中也得不到额外的利益。另一方面，在此期间涡轮增压器已经达到了相当高的效率，这成了涡轮复合增压发展的一个必然的先决条件。

同样地，动力涡轮机获取了从发动机气缸排出的废气的部分功率，所以在相对更紧凑的设计下，涡轮增压器涡轮机还能保持增压压力，以及与基本型发动机同样的功率。与此同时，虽然一方面需要升高涡轮增压器涡轮机前的废气的压力和温度，但另一方面，发动机的换气过程因此也恶化了，从而与发动机功率（没有动力涡轮机的功率）相关的油耗也增加了。从这种影响可以看到，在同样结构的基

本型发动机上,虽然没有连接动力涡轮机,但是涡轮增压器的效率却下降了。只有在原始条件下(在基本型发动机上),涡轮增压器效率达到相对较高的水平,从动力涡轮提供的附加的有效功率才能补偿发动机换气过程恶化的影响,从而实现发动机设备总的有效功率以及总热效率的提高。

11.2.2 中速机

在参考文献[16]中,基于一台废气涡轮增压的中速四冲程柴油机,借助于发动机工作过程模拟来研究带动力涡轮机的发动机与增压器涡轮机并联运行时,发动机总功率还能提升到什么程度,比油耗还可以降低到什么程度。根据这份只针对发动机按螺旋桨推进特性运行的研究,可以了解其过程的关联性。

图 11.15 首先展示了基本型发动机(无动力涡轮机)在按螺旋桨推进特性运行时运行参数的计算值与测量值的比较,除了涡轮机前废气温度变化偏差较大外,其计算值与测量值相当吻合,从而验证了所使用的模拟程序的正确性。计算还得出燃烧空气比 λ_v 和向缸壁的传热 Q_w 以及与燃烧释放的热量 Q_B 的关系。

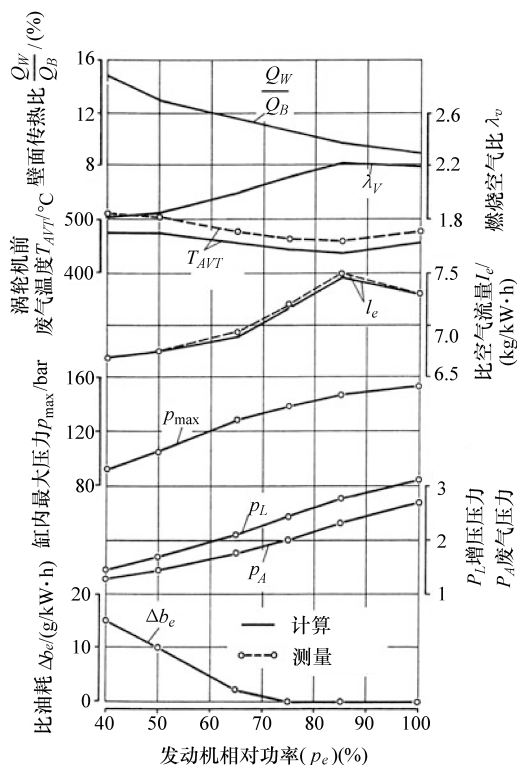


图 11.15 基本型发动机在按螺旋桨推进特性运行时运行参数的计算值和测量值的比较(来自[16])

现假设从发动机气缸输出的额定功率 ($P_e = 100\%$) 保持恒定, 研究流向动力涡轮机的废气分流率对发动机运行参数的影响。在研究中, 对于动力涡轮机而言, 一般假设总效率 $\eta_{NT} = 0.75$ 。

图 11.16 显示了与 $\eta_{NT} = 1.00$ 下的 (理论) 参数相比, 随着分流到动力涡轮机的废气流量的增加, 动力涡轮机的功率 P_{NT} 以及与恒定的发动机功率 P_e 相关的比油耗 $b_{e, Motor}$ 也持续地升高, 而与总的有效功率 ($P_e + P_{NT}$) 相关的比油耗 $b_{e, tot}$ 则下降。由于壁面传热量所占的份额 ($Q_W/Q_{W,0}$) 增加, 直接导致发动机热负荷的增加, 而发动机热负荷增加也使燃烧空气比 ($\lambda_V/\lambda_{V,0}$) 减小。此外, 涡轮机前废气的温度 (T_{AvT}) 也有所上升。

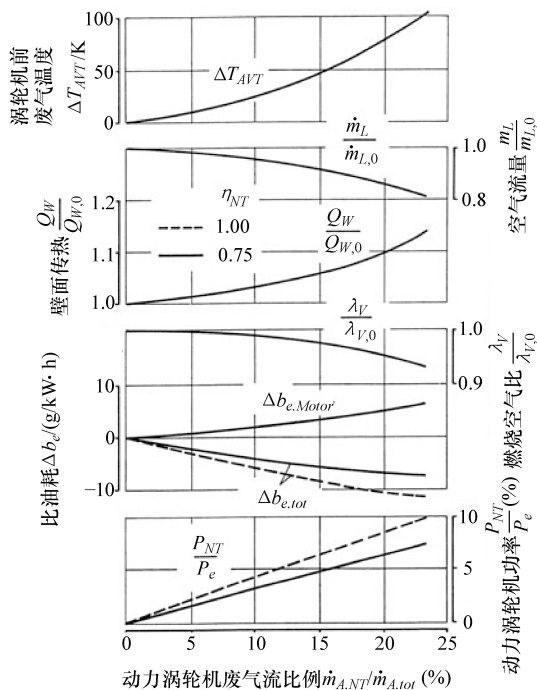


图 11.16 在 $P_e = 100\%$ 时动力涡轮机的废气分流率对发动机运行参数的影响 (来自 [16])

然而, 流向动力涡轮机的可实现的废气分流率是有上限的, 这是因为随着废气分流率的增加, 压气机特性场中的发动机运行曲线总是会逐渐向喘振线移近, 由图 11.17 中的小图可以看到, 在废气分流率达到 16.9% 时, 发动机运行曲线已经接近喘振线。若在发动机负荷 $P_e \leq 75\%$ 时切断动力涡轮机, 那么所有废气流只通过涡轮增压器的涡轮机, 则在同样的发动机负荷下, 增压压力会上升, 从而使得发动机运行曲线朝喘振线的方向移动。因此, 对于此处考虑的发动机来说, 其流向动力涡轮机的最大废气分流率为 12.7%。

图 11.18 展示了与基本型发动机相比, 哪些发动机运行参数发生了变化。考虑到在各运行工况点下, 为了使得最大缸内压力 $p_{\max}$ 以及发动机机械负荷都不会比全负荷 ($P_e = 100\%$) 时更高, 在 $P_e = 70\% \sim 75\%$ 的范围为动力涡轮机设置了一个切换点。然而, 当负荷范围进一步减小时, 与接有动力涡轮机的情况相比, 废气温度降低了大约 80K 。当然, 如果直到一个相对较低的部分负荷范围时, 不仅动力涡轮机输出附加功率增加了, 而且废气温度也提高了, 这样的话, 动力涡轮机最好从 $P_e = 55\%$ 起才切断。从 $P_e = 100\%$ 起直到这个工况点, 在每一个工况点的比油耗都至少与常规的增压基本型发动机的最佳工况点时的比油耗一样。

对于研究中所考虑的发动机, 在相关的假设条件下, 通过整合动力涡轮机, 使得有效功率提升约 4% , 同时比油耗降低约 $5\text{g/kW} \cdot \text{h}$ 。在参考文献 [11] 中对于所研究的中速发动机 ($p_e = 20\text{bar}$) 油耗可能减少约 5% 。在参考文献 [16] 的研究中, 当时中速发动机涡轮增压器的效率约为 65% [18], 而现今的最优值可以达到近 75% , 相应地, 涡轮复合增压还是更合适的。

大型柴油机的动力涡轮机的选型与发动机功率大小 (见表 11.1)、采用径流式还是轴流式涡轮机有关, 而涡轮机的类型又视所使用的涡轮增压器类型而定。图 11.19 展示了这样一种径流式动力涡轮机, 与涡轮增压器中涡轮机和压气机的连接类似, 通过行星齿轮式减速装置而连接到设备上。涡轮机的转速以二级传动方式在传动轴上减速到 1800r/min 或 1500r/min [19]。

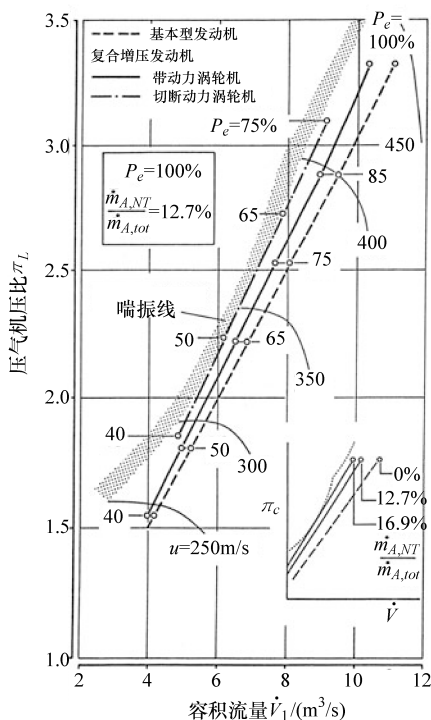


图 11.17 按螺旋桨推进特性运行时, 带与不带动力涡轮机在压气机特性场中的发动机运行曲线 (来自 [16])

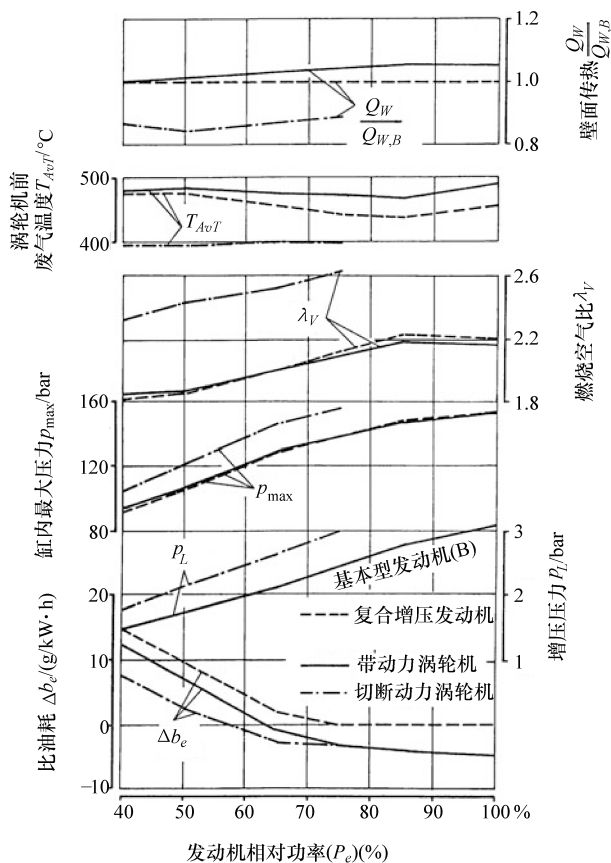


图 11.18 按螺旋桨特性运行的涡轮复合增压在

带和不带动力涡轮机时发动机运行参数 (来自 [16])

表 11.1 MAN 柴油机和透平公司 2011 年动力涡轮机货单的性能参数, 涡轮机前的最大允许温度为 550℃, 传动轴转速为 1800/1500r/min, 可使用重油 (来自 [19])

$\pi_T = 3.6$ 时最大功率/kW	$T_{AVT} = 450^{\circ}\text{C}$ 时最大 流量/(kg/s)	最高转速/(r/min)	
径流式涡轮机			
(TCS -) PTG 18	960	6.7	34000
(TCS -) PTG 20	1400	9.7	28000
(TCS -) PTG 22	2420	16.6	21000
轴流式涡轮机			
(TCS -) PTG 55	3650	23.2	16000
(TCS -) PTG 66	5140	32.7	13500

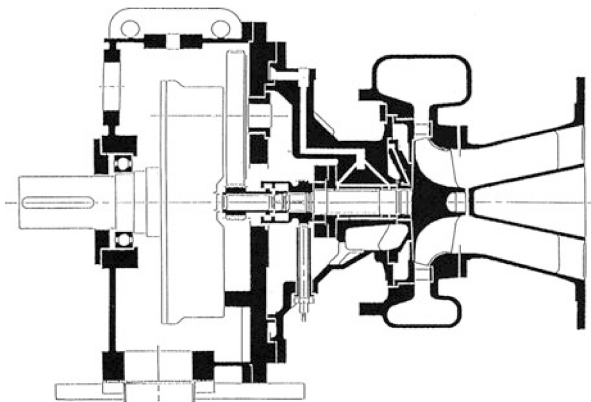


图 11.19 MAN 柴油机和透平公司的 PTG 18 型径流式动力涡轮机，
带行星齿轮式减速器（性能参数见表 11.1）

可以通过参考文献 [20] 中描述的一种机械连接装置，将动力涡轮机的功率叠加到发动机功率上，具体解决方法如下所述。动力涡轮机传动轴通过一个单向离合器来驱动减速器，而减速器将转速减至曲轴的转速。在减速器和曲轴之间连接的是一个高弹性联轴器，用来防止减速器和动力涡轮机受到曲轴转速波动的影响。与低速二冲程柴油机相比，中速四冲程柴油机的功率更低，转速更高，出于这个原因，相比于低速二冲程柴油机，中速柴油机需要一个明显更小的减速器。

当动力涡轮机的机械功率通过一个发电机转换为电功率，而以这种形式来供给整个系统使用时，就可以避免这种机械干扰因素的影响。如果柴油机本来就被用来发电，或者柴油机用于船舶驱动而要将额外的电功率没有问题地供给船用电网，自然而然地就会想到这种情况。相应地，在实际使用时，在中速发动机上优先选用动力涡轮机功率的电耦合，而在低速发动机上只能选用动力涡轮机功率的电耦合。

正如 E. Jenny 在参考文献 [21] 中所述，SEMT 是第一家将 BBC 的动力涡轮机应用在中速四冲程柴油机上的公司^[22]。图 11.20 展示的是带与不带动力涡轮机的发动机按螺旋桨特性运行所测得的运行参数的对比。根据每个参数的变化趋势，测量的结果证实了发动机工作过程模拟研究的正确性^[16]，可以参照图 11.18。

11.2.3 低速机

低速二冲程柴油机，其缸径不超过 960mm，优先应用在船舶上，不仅发动机最大的单缸功率可以达到 5000kW 以上，发动机总功率可以达到 80000kW 以上，而且在所有的发动机类型中具有最高的有效热效率（在 50% 左右范围内）。低速柴油机是驱动船舶的最经济的装置，除了具有很高的发动机热效率和燃用最劣质的重油的能力，而且可以不需要中间传动机构而直接驱动螺旋桨。由于低速柴油机在 100r/min 的额定转速范围内运行，与此同时要传递很高的功率，所以需要很大的

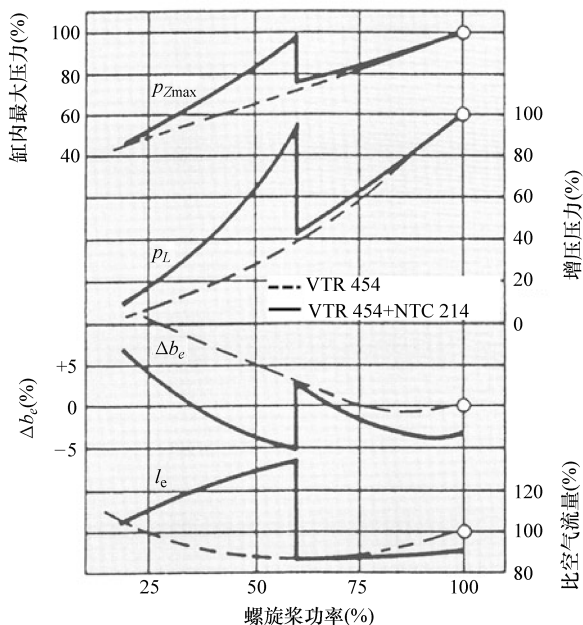


图 11.20 一台带动力涡轮机的中速发动机测量得到的运行参数, SEMT 皮尔斯蒂克公司的 4PC4.2 型发动机, 带 BBC 公司的 VTR 454 型涡轮增压器和 BBC 公司的 NTC 214 型动力涡轮机 (来自 [21])

轴径, 并且要确保高的推进效率。最后, 船用螺旋桨属于流体机械, 在同样的结构形态下, 其效率基本上随结构尺寸的增大而提高。

在过去的几年里, 低速二冲程柴油机用涡轮增压器的效率也在不断地提高 (现今可以达到 72%), 并且在此期间, 其效率比建立增压压力所需的效率还要高。随着涡轮增压器效率的提高, 涡轮增压器后的废气温度相应下降, 这就更难以给安装在船舱上的余热蒸汽锅炉提供所需的能量。因此, 从 20 世纪 80 年代中期开始, 低速二冲程柴油机上也配备了动力涡轮机, 其作用是将用来产生额外的有效功率的部分涡轮增压器效率给消耗掉。而原先这部分功率是通过机械连接而叠加到发动机曲轴功率上的。对此, 图 11.21 展示了当时 BBC 公司 (现今 ABB 公司) 的设计方案, 即通过一个中间连接的联轴器来避免曲轴和螺旋桨轴的轴系转动不均匀而对动力涡轮机造成的不良影响。根据参考文献 [21], 由此可以将发动机总效率提升 2% ~ 5%。

实际上, 首先优先地将动力涡轮机的功率转换为电功率, 然后根据发动机的适用情况来供给相应的电网, 比如说发电厂或者船用电网。与此同时, 动力涡轮机和减速器以及发电机一起搭建在一个共用的结构框架上, 见图 11.22。

如果通过将动力涡轮机与大型二冲程柴油机的涡轮增压器并联, 可以将比油耗降低 4% ~ 5%。如果把来自涡轮增压器和动力涡轮机的废气流用来产生蒸汽, 以

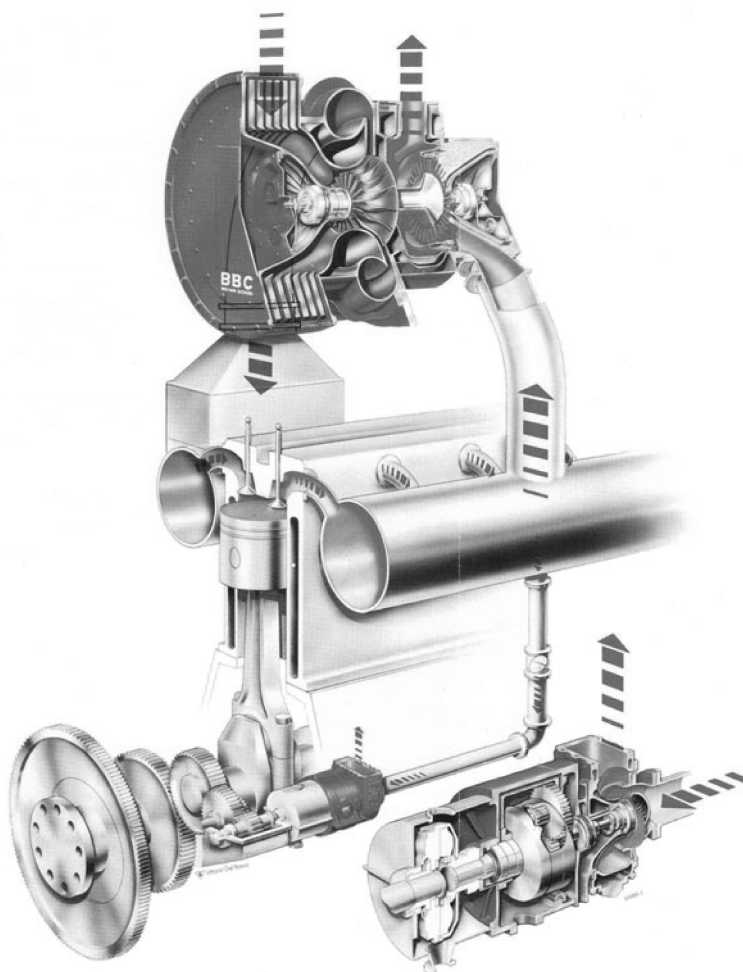


图 11.21 BBC 公司（现今 ABB 公司）的动力涡轮机
功率机械耦合的动力涡轮机设计方案（来自 [21]）

此来供给蒸汽轮机，蒸汽轮机与动力涡轮机一起连接在发电机上，比油耗的改善程度可以到大约 10%^{[23]、[24]}。图 11.23 展示了 ABB 和瓦锡兰公司的一种称之为余热回收（WHR）的系统^[23]，是由 MAN 柴油机和透平公司提供的所谓热效率系统（TES）^[24]。图 11.24 展示了一个由 ABB 公司为这种系统提供的轴流式动力涡轮机。

根据参考文献 [25]，对于瓦锡兰 12 RT-flex 96C（68.64MW @ 94r/min）型发动机，采用这个废气余热利用系统，可以将发动机总效率由 49.0% 提升至 54.9%，相当于改善了 12%，见图 11.25。

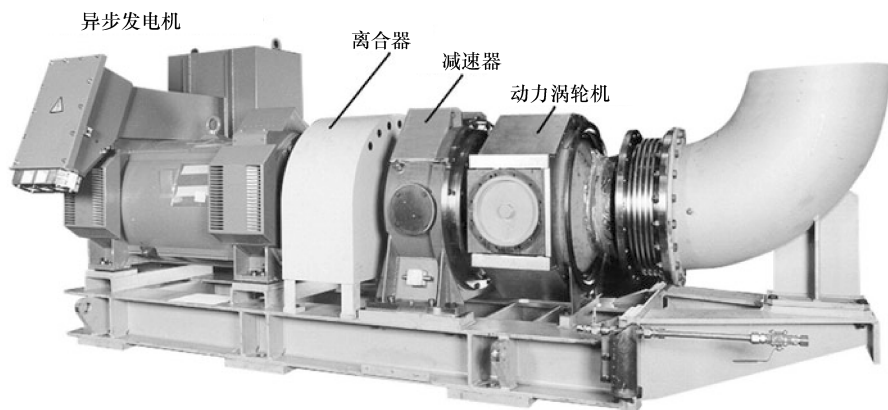


图 11.22 MAN B&W 公司（现今 MAN 柴油机和透平公司）的动力涡轮机 - 发电机设备，来自 [35]，具体性能参数见表 11.1

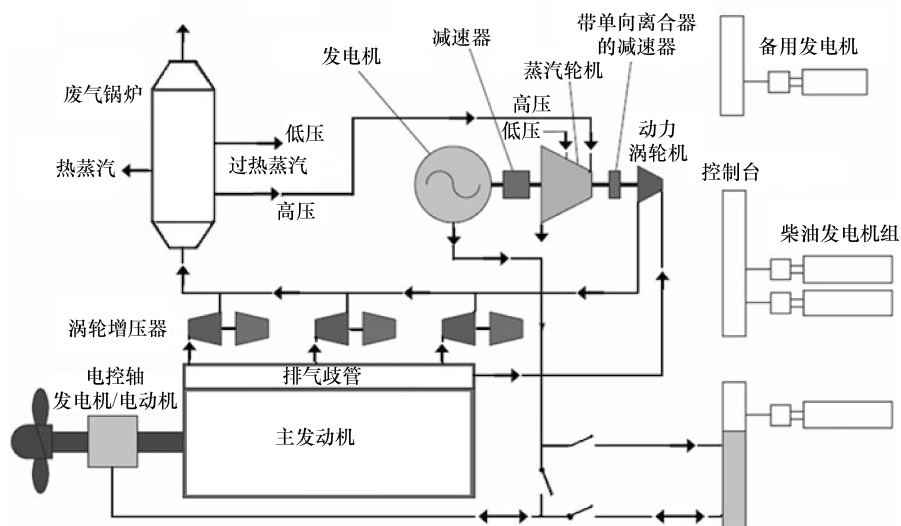


图 11.23 WHR 系统^[23]及 TES 系统^[24]的示意图（来自 [23]）

MAN 柴油机公司^[24]的同功率 12 K98ME/MC (68.64MW@94r/min) 型发动机，如果配备 TES 系统，发动机总效率可以从 49.1% 提升至 54.8%，改善了 11.6%。

假设油价是 150 美元/桶，发动机一年 280 天在 85% 的最大持续功率（MCR）下运行，那么每年可以节省燃油费用大约一百万美元^[24]。

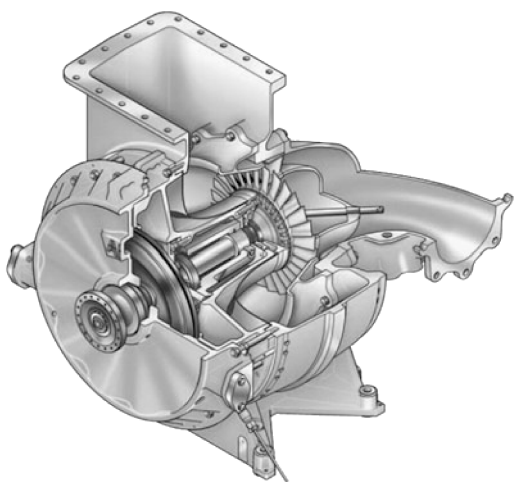


图 11.24 ABB 公司的轴流式动力涡轮机 (来自 [23])

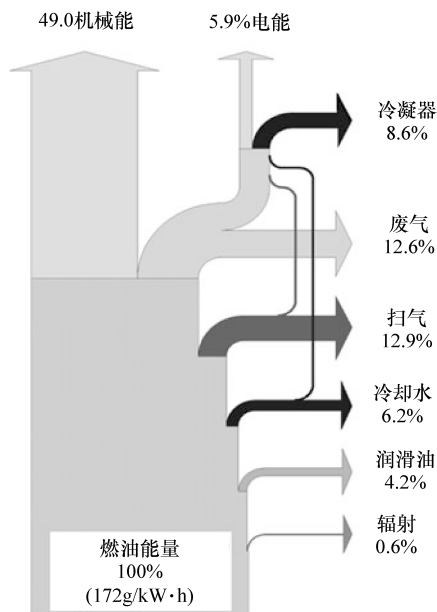


图 11.25 瓦锡兰 12 RT-flex 96C (68.64 MW@ 94r/min) 带余热回收系统的发动机的能量流示意图 (根据 [25])

11.2.4 商用车发动机

在大型柴油机的涡轮复合增压中,动力涡轮机与涡轮增压器涡轮机并联运行,其中,由发动机提供的废气质量流的 12% 输送到动力涡轮机。相应地,动力涡轮机的有效换算截面是涡轮增压器涡轮机的 12%。如果人们想要在商用车发动机上以同样的方式运行,动力涡轮机的尺寸就必须很小,这样从一开始就注定了动力涡轮机只能以很低的效率运行,因而相应地就不采用涡轮复合增压了。

对此,有三个主要原因。首先,流体机械的叶轮和壳体之间的间隙不能减小到理论最小值,使得在非常小的涡轮机中相对间隙就显得非常大,因而,间隙损失也很大。其次,这种小涡轮机的面容比非常大,从而流到外界中的相对热损失也较大。第三,在通常的叶轮圆周速度(达到 500m/s)下要实现很高的转速,这对于现有轴承技术是非常困难的,并且将动力涡轮机功率耦合到发动机曲轴上需要一个有很大传动比的减速器。因此,对于商用车发动机而言,只能考虑其动力涡轮机的串联,即图 11.12 中的方案①和方案②。

因为在串联时,发动机提供的总的废气质量流也都施加在动力涡轮机上,所以动力涡轮机和涡轮增压器涡轮机尺寸有着相同的数量级,从而也能以相应的较高的效率工作。考虑到发动机的加速性能,将动力涡轮机串联在涡轮增压器涡轮机之后

更加有利。对此，涡轮增压器涡轮机相当于高压涡轮机，从而也是两个涡轮机中更小的一个。这样一来，在发动机加速时，可以更快地实现加速以及快速地建立起增压压力。

斯堪尼亚公司 1991 年在其 11L 的 DTC 12 型发动机上配备了机械耦合的动力涡轮机，从而打造了第一批量产的涡轮复合增压发动机。其中，斯堪尼亚公司使用的是径流式动力涡轮机（图 11.26），而沃尔沃公司（图 11.27）和底特律柴油机公司^[26]使用的是轴流式动力涡轮机。后者比径流式更紧凑，并且在发动机上布置可以节省更多的空间。图 11.28 展示了一款商用车发动机用轴流式动力涡轮机的剖面模型。

动力涡轮机的转速（ $n_{NT,max} \approx 70000 \text{r/min}$ ）经过以固定的传动比的多级的减速减至发动机转速（ $n_{M,max} \approx 2000 \text{r/min}$ ），并且动力涡轮机的功率也以机械耦合的方式叠加到曲轴功率上。从动力涡轮机轴至曲轴的功率传递中的一个重要部件是液力离合器，其作用是避免曲轴的扭转振动传递给高速的减速器以及动力涡轮机。

根据制造商的不同，通过涡轮复合增压可以达到的最大节油率为 3% ~ 5%，通过动力涡轮机，发动机的功率提升可达 10%^{[26]、[27]}。对于一辆长途运输的载货汽车而言，这意味着，若其每年的行驶里程是 160000km，视使用类型不同，平均油耗是 35 ~ 40L/100km，则每年可节省至少 1700L 燃油。

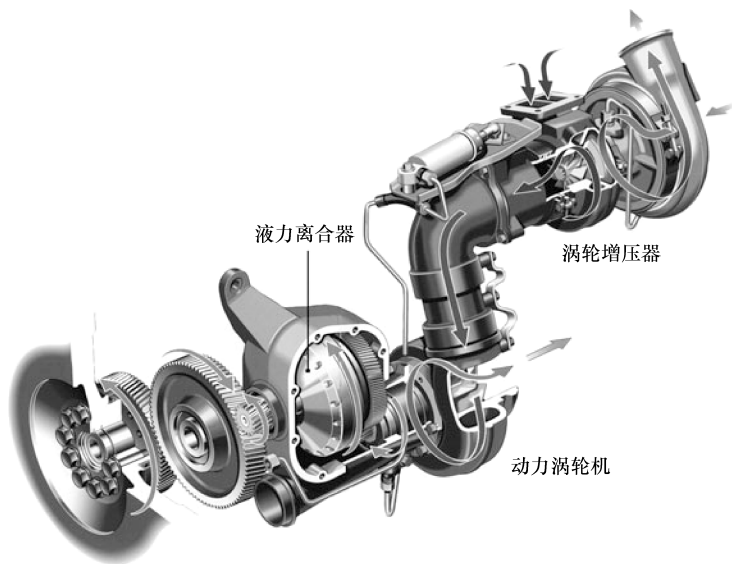


图 11.26 斯堪尼亚 DT 12 的 12L 商用车柴油机的涡轮复合增压系统，带径流式动力涡轮机（来源：斯堪尼亚）

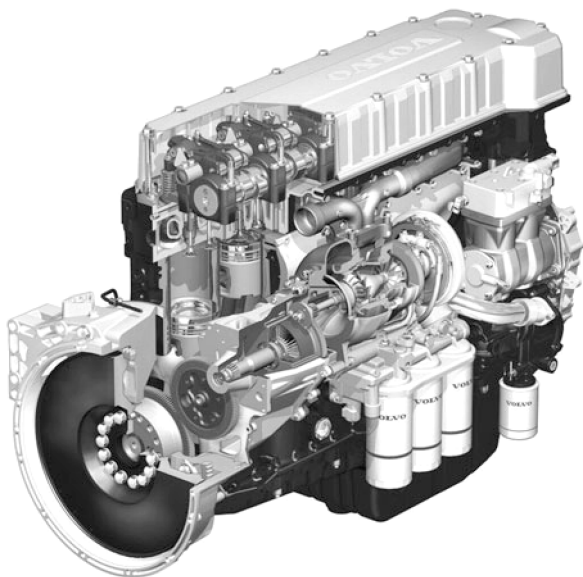


图 11.27 沃尔沃的 D 16 C - 610 12.1L 涡轮复合增压发动机，带轴流式动力涡轮机（来源：沃尔沃）

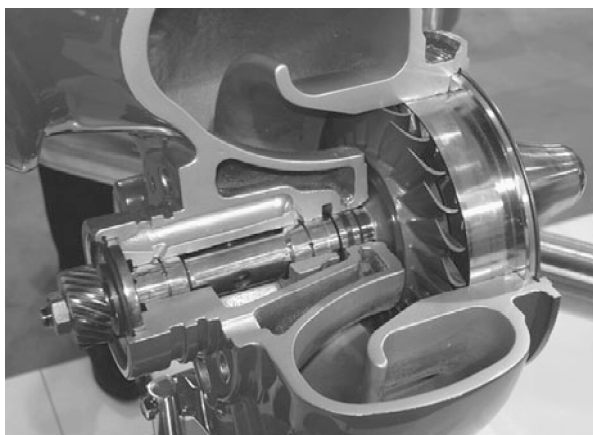


图 11.28 商用车柴油机用的轴流式动力涡轮机（来源：霍尔赛特）

在参考文献 [11] 中公开的研究成果基于发动机工作过程模拟，对一台带后置串联的动力涡轮机的 16L 商用车发动机进行了研究，其燃油节省率可达 5%，而实际的数据也有力地支持了这一点，见图 11.29。

在 $p_e = 5\text{bar}$ 以下，通过使用动力涡轮机，发动机比油耗会上升，尤其是在发动机高转速区。其原因是因为发动机转速和动力涡轮机转速之间的传动比是固定的，所以在发动机这个转速区域，动力涡轮机会飞快地旋转，由于动力涡轮机转速

u/c_0 太大, 因而其效率会大大下降。这种缺陷虽然可以通过切断动力涡轮机来消除, 但在参考文献 [11] 中通过分路段油耗计算, 通过切断动力涡轮机, 最大节油率仅仅可以从 3% 提高到 3.3%, 因此, 这种技术上的更多耗费并不具备合理性。

如图 11.30 所示, 由于涡轮增压器的涡轮机必须比无动力涡轮增压器的发动机在同功率运行下的布置要更加紧凑, 因此动力涡轮机后置串联的发动机的加速性能明显得到了改善。

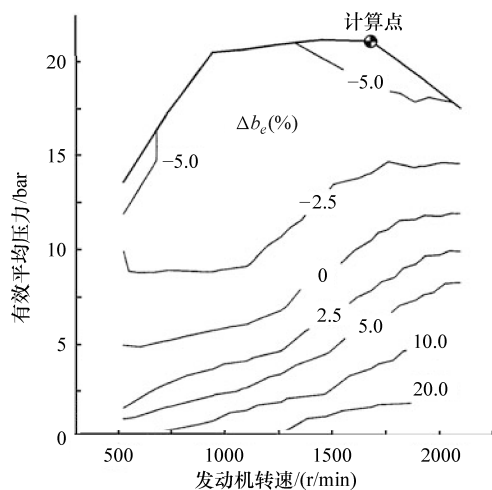


图 11.29 带后置串联动力涡轮增压机的商用车发动机比油耗 b_e 的变化 (来自 [11])

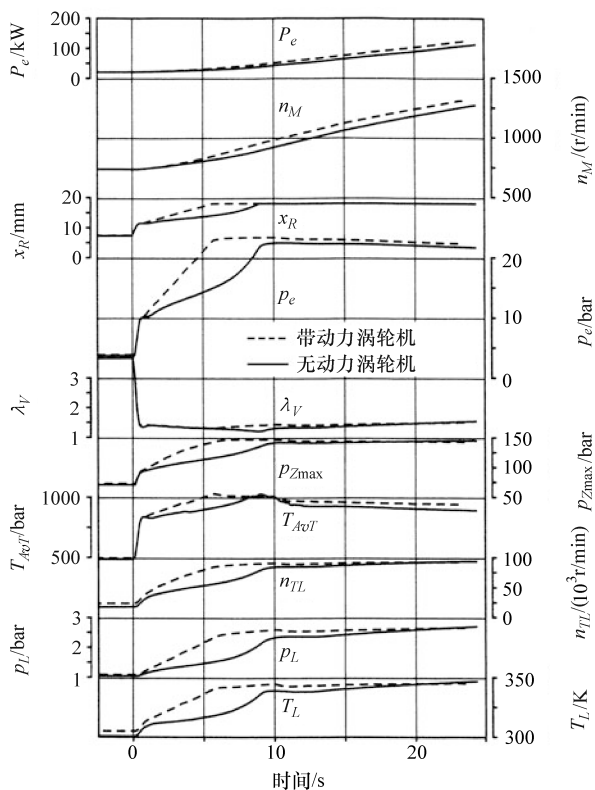


图 11.30 带后置串联动力涡轮增压机的商用车发动机的加速性能 (来自 [11])

11.3 超高压比增压过程

在 20 世纪 70 年代初期,伴随着高速大功率柴油机的功率密度越来越高的趋势,出现了超高压比增压过程。高速大功率柴油机过去只能通过二级增压才能实现,而在今天也同样如此。在 $p_e = 30\text{bar}$ 左右,其所需的增压压比 $\pi_{L_{ges}} = 6 \sim 7$,此时一般的压缩比 $\varepsilon = 11 \sim 12$,在这些条件下,为了能有合适的比油耗,必须容许最大缸内压力 $p_{Z_{\max}} \approx 200\text{bar}$ 。但考虑到发动机的机械负荷,当时的发动机只能这样设计:即充其量只能容许最大缸内压力 $p_{Z_{\max}} = 140 \sim 150\text{bar}$,为了还能够达到足够大的“点火跳跃” $p_{Z_{\max}}/p_c$,压缩比必须降为 $\varepsilon \approx 7$ 。而这样低的压缩比带来了起动困难的问题,因为在起动过程中,废气涡轮增压的发动机与具有相同压缩比的自然吸气式发动机没有差异。

为了能够解决起动问题,同时也为了能够改善在这样的高增压度下的加速性能和加载性能,在当时人们开发了超高压比增压过程,见参考文献 [28]、[29] 和图 11.31。

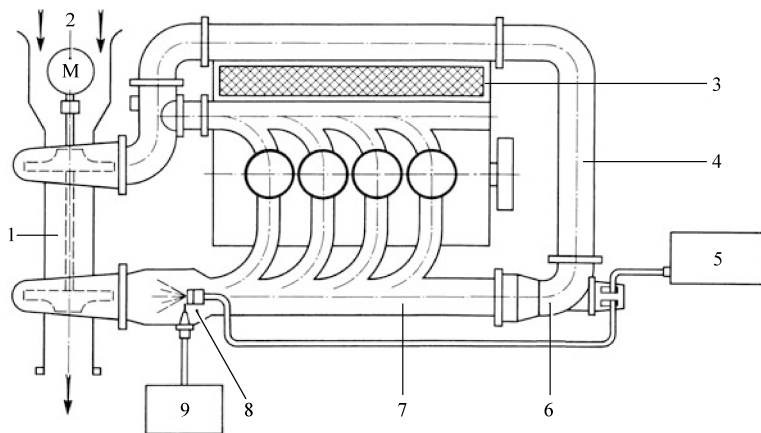


图 11.31 超高压比增压过程的示意图

- 1—废气涡轮增压器 2—起动电动机 3—增压空气中冷器 4—旁通通道
5—燃油泵 6—调节器 7—废气和旁通空气的混合区 8—燃烧室 9—点火装置和火焰控制

为了起动发动机,首先起动电动机(2),从而使通常采用二级增压的高压废气涡轮增压器能将转速升高到确定的最低转速。在发动机还没有起动时,通过由压气机提供的空气绕发动机[和增压空气中冷器(3)]旁通流过,通过将燃油喷入燃烧室(8)并点燃(9),废气涡轮增压器加速。当发动机起动时,由压气机提供的空气在绕过增压空气冷却器后进入发动机气缸中,而其中一部分增压空气则继续绕发动机旁通流过。从气缸中排出的废气在进入涡轮增压器的涡轮机之前,通过与

燃烧室中的热气流混合而进一步加热。从发动机的某个特定功率点起，燃烧室切断，而在一个确定的更高负荷以上时，增压空气经由增压空气冷却器导入发动机气缸。

图 11.32 为超高压比增压过程的运行策略在发动机特性场中的表现，其中，运行工况点 A 为设计工况点。

I：只有带涡轮增压器（ATL）和点火火焰运行。

II：带空气旁通和燃烧室运行以确保在发动机中能够自燃。

III：带空气旁通和燃烧室运行以尽可能地提高发动机的增压压力和转矩，从而满足良好的加载性能和加速性能的要求。

IV：发动机过载区域。

超高压比增压过程的主要缺陷是油耗较高，而且在整个特性场区域的油耗都比较高，仅仅由于其较低的压缩比，就会使得油耗有所提高。因此，超高压比增压过程在实际中没有更多地应用。

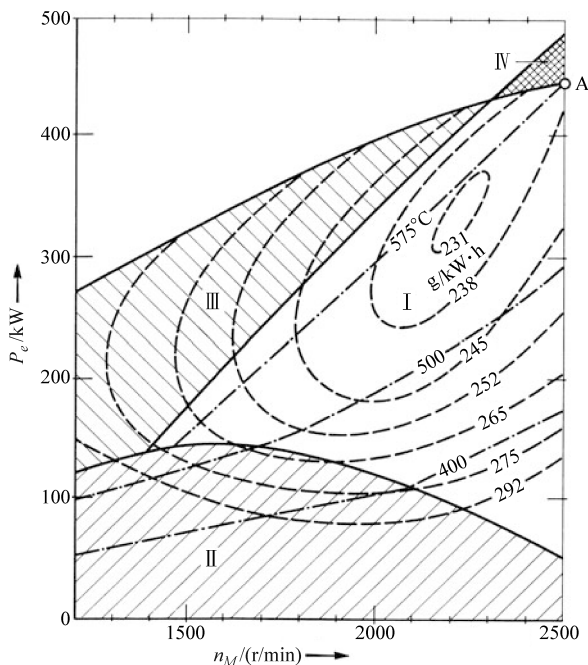


图 11.32 采用超高压比增压的 Poyaud 6L 520 型柴油机
(缸径 $D = 135\text{mm}$ ，行程 $s = 122\text{mm}$) 功率曲线

11.4 Comprex 气波增压过程

BBC 公司（现今 ABB 公司）在 20 世纪 60 年代开始研发被称为 Comprex 的气

波增压机械，对于车用柴油机的增压来说应该是一种更好的选择。通过将废气能量直接传递给需要增压的空气，可以实现没有延迟地建立增压压力。

此外，气波增压机械概念中的压力波这个词通常只与蜂窝式转轮内部的气动的压力波动过程有关（图 11.33），而与连接气波增压器的发动机进气管路和排气管路中的压力波动过程无关。特别是气波增压器前的废气中的压力波应该尽可能地小，因此，发动机的进气管路和排气管路应该尽可能地根据恒压增压的概念来设计。

气波增压装置由一个蜂窝式转轮组成（见图 11.33），转轮周向上布置有很多两端开口的槽，转轮支承在壳体中，由一个无接触的外壳密封。转轮通过 V 带由发动机来驱动，但驱动功率很小，大概只有发动机功率的 0.2%，因为只需要克服轴承摩擦损失和换气损失。空气通道和排气通道分别接在壳体的两端，也就是说低压空气入口通道（NDL）和高压空气出口通道（HDL）接在壳体的一端，而高压废气入口通道（HDA）和低压废气出口通道（NDA）接在壳体的另外一端。

用来压缩增压空气的能量来自废气。在压缩波和膨胀波的影响下，在蜂窝式转轮的槽（气道）中进行着压缩过程和膨胀过程，对空气和废气两种流动介质来说，这两种过程在固定的流入通道和流出通道中运动。蜂窝式转轮内部进行的过程借助转轮周向的展开图可以很好地得到说明，如图 11.34（摘自 BBC 公司的资料 SK - TLT 55057/1D）所示。图中画出了静态壳体的流入通道和流出通道。

气体动力学的循环过程从图 11.34 所示的 1 处开始，而图中 1 处下面所画的箭头给出了蜂窝式转轮旋转方向。在图示这个位置的气道内充满大气压力下的新鲜空气，由垂直的粗实线来表示，而在这个位置时，气道内的气体处于静止状态。从发动机 M 排出的废气在废气集气箱 A 中聚集后，以（在很大程度上是）恒定的压力经高压废气通道（HDA）流向蜂窝式转轮。通过蜂窝式转轮的转动，一旦充满低压空气的通道与高压废气通道（HDA）连通，压力波就会以声速进入到这个气道中，对气道中的空气进行压缩，并使空气朝高压空气出口通道（HDL）方向加速。

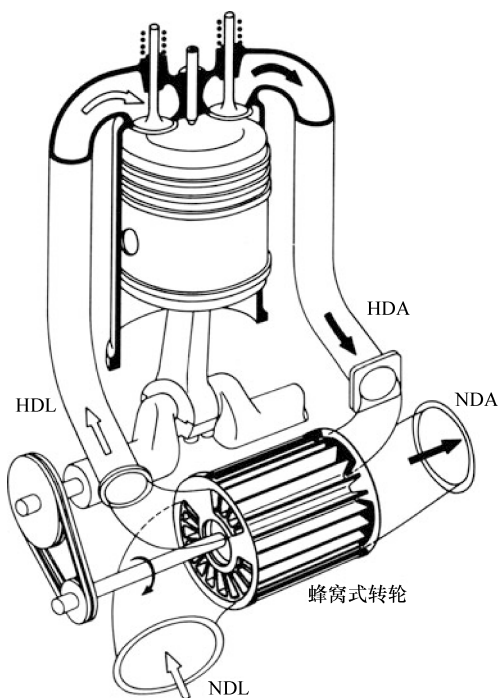


图 11.33 气波增压发动机的

图示说明（来自 [30]）

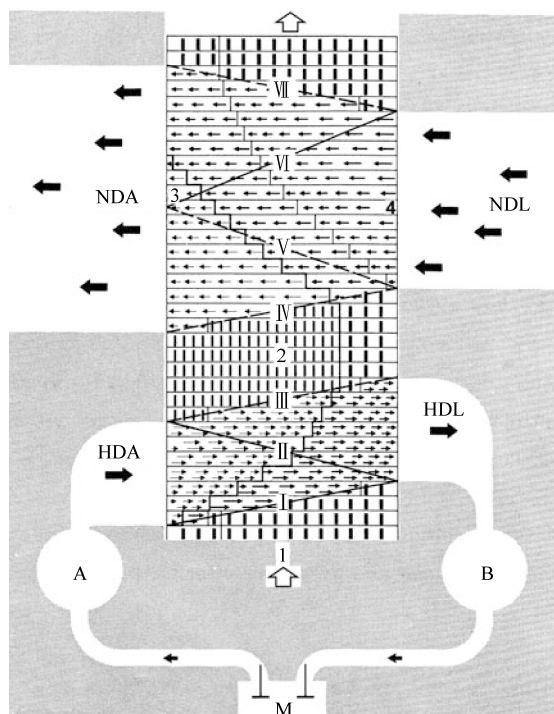


图 11.34 气波增压器中的压力波动过程和流动过程，以转轮的周向展开图来说明

A—废气集气箱 B—增压空气集气箱

在压力波之后，高压废气以低于声速的速度流入转轮中的气道。转轮气道内高压空气和高压废气之间的瞬态分隔线用垂直的细实线表示。由于气道继续周向运动，即图中从下向上运动，单个气道中的波形前锋的连接线与轴向成一角度。当气道与高压空气通道（HDL）的控制边缘对接时，压力波差不多刚好到达气道末端。在高压空气通道（HDL）区域内，高度压缩的空气流进空气集气箱 B，再从集气箱流进发动机进气门。

当气道末端与高压空气通道的关闭边缘对接时，气道中有大概 2/3 是废气。为了避免废气的倒流，高压废气（HDA）侧也要关闭。在气道中有约 2/3 的废气和 1/3 的高压空气，这部分高压空气的压力虽然比高压废气（HDA）的压力要低，但是总的压力比高压空气（HDL）的压力要高。一直到气道开口端与低压空气通道（NDL）连通之间，气道中的气体都保持静止状态，如图中区域 2 所示。一旦气道始端（左端）与低压废气（NDA）的控制边缘对接，废气便从气道出来流向低压废气通道（NDA），从而在通道中产生一个膨胀波，并进入气道内。当气道与低压空气通道（NDL）连通时，膨胀波正好到达气道的末端。由于受膨胀波的影响作用会产生真空度（低压），从而使得新鲜空气流入气道中，而废气则继续在低压废气通道（NDA）中加速流动。当废气与空气直接接触而形成的混合区和废气完全

从气道中被扫出，而气道再次充满新鲜空气时，循环过程便从图中 1 处又再次开始。

气波增压的工作原理转化到实际中需要很长时间的研发努力。其中一个主要困难就是在更大的转速范围内实现其高增压度。由于发动机轴以固定的传动比来驱动蜂窝式转轮，所以在发动机转速较低时转轮的转速也比较低。在通道（气道）中的气波的行进时间只取决于各自的声速，而声速又取决于气体温度，气体温度又取决于发动机转矩，而与发动机转速无关。因此，蜂窝式转轮的尺寸和转速只在确定的发动机功率下才是最匹配的。当时 BBC 公司通过在气波增压器定子（流入通道与流出通道之间）的端面特定位置处布置几个所谓的“口袋”而成功地做到了在偏离设计工况点时用其他的压力波过程叠加到上述的简单的压力波过程，从而使得其增压过程可用于车用发动机宽广的负荷和转速范围。

而原先的噪声问题则是通过将转轮设计成两个气道同心排列的方式来得到解决，对此，同一排气道间的隔板的间距是不相等的，并且内层的隔板与外层隔板是错开的，见图 11.35。

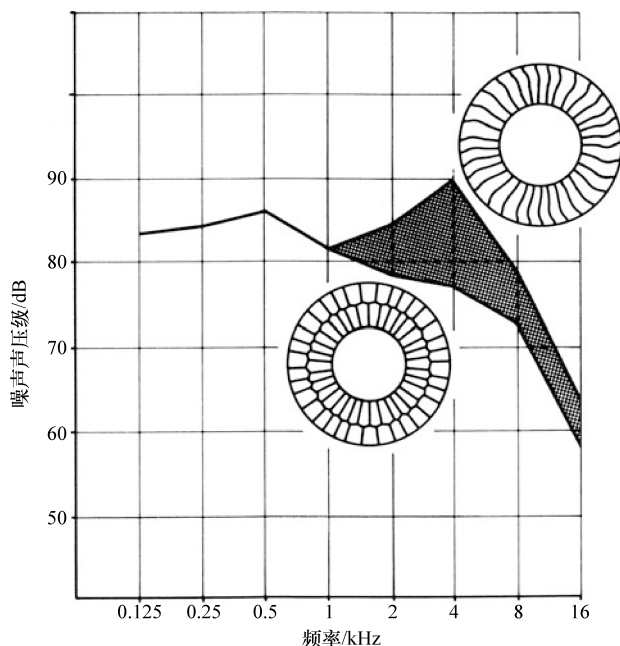


图 11.35 气波增压蜂窝式转轮上的气道布置对噪声的影响（来自 [30]）

如此开发的气波增压器（图 11.36）应用在车用柴油机上时，能实现比较理想的转矩变化，即在发动机低转速范围时有比较大的（稳态）转矩，尤其在突然加载或者车辆突然全负荷加速时，能够快速达到全负荷转矩，见图 11.37。从 1985 年起，气波增压器在短期内就批量地应用在 Opel Senator 的 2.3L 柴油机上，也应用

在芬兰 Valmet Oy 公司的拖拉机用柴油机上。

许多其他的车用柴油机制造商在 20 世纪 80 年代对气波增压器进行了试验，证实了气波增压在增压技术上的优势，然而其批量化的应用却在之后停止了。BBC 公司在此期间与 ASEA 公司合并成了 ABB 公司，并将气波增压的专利卖给了马自达公司，而后者从 1988 年到 1996 年期间在其柴油轿车马自达 626 上搭载了带气波增压的 2.0L 柴油机。



图 11.36 BBC 公司 1987 年的册子 Nr. CH - AL 102787D 中的带废气放气阀的气波增压器 COMPREX®

除了废气涡轮增压器外，气波增压器没有得到大规模的批量化应用，或者甚至取代废气涡轮增压器，原因有：

- 气波增压器与发动机匹配相对困难，从而使得其研发昂贵和费事。
- 气波增压器对进气侧和排气侧的背压比较敏感，以至于空气滤清器、颗粒过滤器以及氧化催化转化器都可能会影响到气波增压器的功能。
- 在相同的发动机功率下，气波增压器的体积和重量都比涡轮增压器的大。因此气波增压器不能像涡轮增压器那样可以灵活地安装在发动机上，涡轮增压器不需要专门的支架，可以简单地通过法兰与排气管连接。并且需要通过发动机来驱动蜂窝式转轮，而这又限制了气波增压器在发动机舱中的安装位置的自由性。
- 在相同条件下，气波增压器比涡轮增压器的制造成本更高。

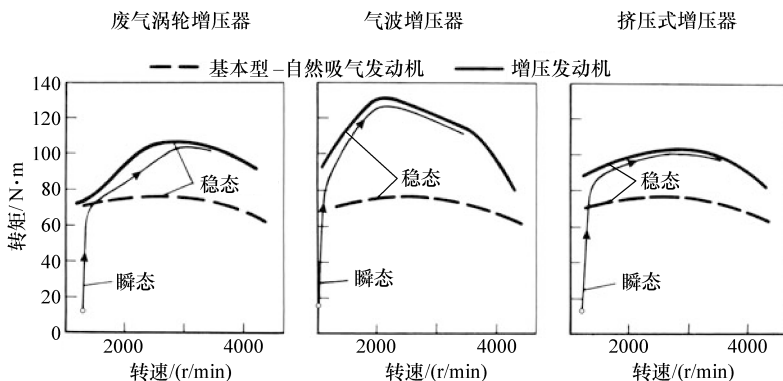


图 11.37 乘用车用柴油机不同增压方式下的转矩变化过程（来自 [31]）

Hyplex - 汽油机用气波增压器 在此期间，研发者在气波增压器（Compresx）

的基础上,研发了一种用于乘用车汽油机高增压的新型气波增压器,命名为 Hyprex。研发者将其视为可调二级增压的一种可能的替代方案^[32]。这种增压器并不是通过发动机的 V 带驱动,而是由一个集成到增压装置中的电动机来驱动。对此,图 11.38 展示了废气涡轮增压的原始版本和 Hyprex 气波增压器 (DWL) 在全负荷时的有效平均压力和扫气压降 $p_2 - p_3$ 随发动机转速变化的特性曲线。

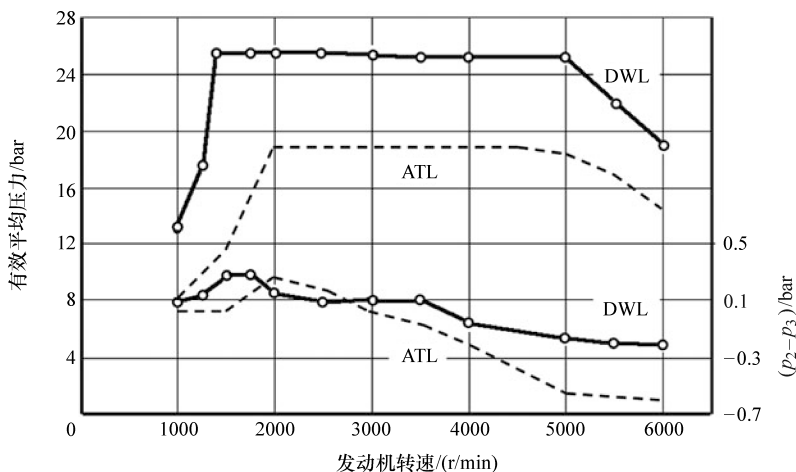


图 11.38 一台 1.0L 4 缸汽油机 Hyprex 气波增压和废气涡轮增压全负荷时的有效平均压力和扫气压差的特性曲线 (来自 [32])

DWL—气波增压器

图 11.39 显示了在 1500r/min 和 20N·m 时,当负荷阶跃时,极高的低端转矩使得增压压力建立过程非常迅速, Hyprex 气波增压发动机 1s 后所达到的增压压力是废气涡轮增压发动机的 1.5 倍。

11.5 涡轮制动

从狭义上来说,涡轮制动不能理解为一种增压过程,而要理解为商用车发动机的涡轮增压器作为发动机制动器用来制动车辆的一种附加的功用。梅赛德斯·奔驰和依维柯首次将这种制动系统批量化应用在重型商用车上^[33]。

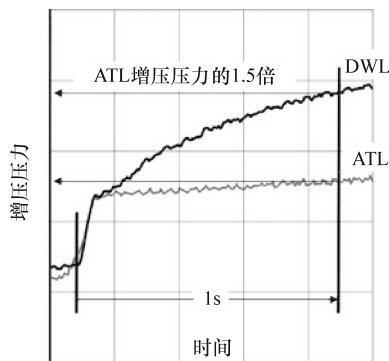


图 11.39 在 1500r/min 和 20N·m 工况下, 1.0L 4 缸汽油机在 Hyprex 气波增压和废气涡轮增压下的负荷阶跃 (来自 [32])

这种涡轮制动的结构和工作方式的进一步说明可以参考文献 [34]。其对发动机唯一的改装在于：在各缸的进气门和排气门之间额外地安装了一个被称为恒定节流的阀门，在制动阶段，这个阀门一直保持开启状态（图 11.40）。

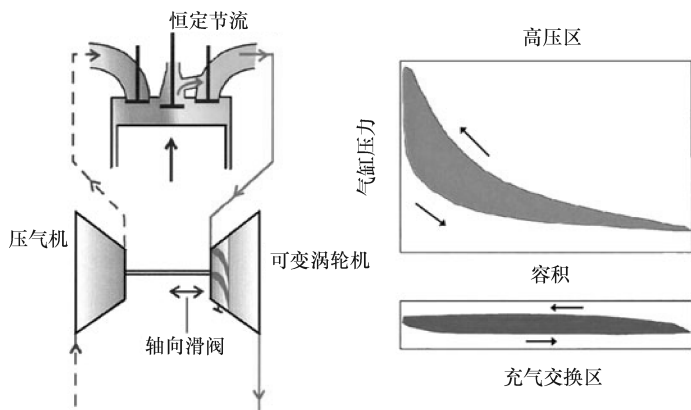


图 11.40 涡轮制动的原理示意图（左）和在制动工况时的发动机 $p-V$ 图（右）（来自 [34]）

为了激活涡轮制动，除了要切断燃油喷射和开启恒定节流阀外，尤其还要将导向叶栅移动到涡轮增压器叶轮的上方（图 11.41）。导向叶栅造型为轴向滑动套筒，带涡轮制动栅的轴向滑动套筒如图 11.42 所示。

这种制动导向栅将涡轮机喷嘴环的截面减小到原始值的大约 20%。由此，从发动机排出的废气（在制动阶段实际上就只是空气），在涡轮机前高度聚集，并以很高的速度流入涡轮机叶轮。从而涡轮机把涡轮增压器带到一个非常高的转速，进而使得增压压力值以及压缩开始时的缸内压力值达到 2bar 以上。

在压缩行程中，缸内压力相应地提升到相对较高的值，对此，由发动机施加的压缩功相当于制动功。在接下来的膨胀行程中变成了自由膨胀功，膨胀功对发动机起加速作用，不起制动作用，膨胀功的数值比压缩功数值要小一些，这是因为在膨胀行程中，缸内废气量通过恒定节流阀流出了气缸。在接下来的排气行程，剩余的气缸充量通过排气门和恒定节流阀流入排气管路中。以这样的方式，使得在发动机的 $p-V$ 示功图中，不仅高压区，而且还有充气交换区的功都成为负功，而这两个

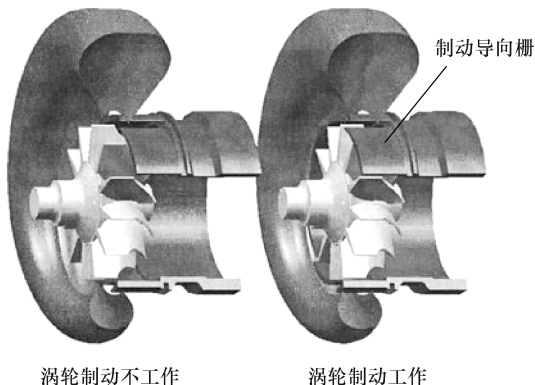


图 11.41 涡轮制动模块中涡轮增压器涡轮机上可移动的制动导向栅（来自 [34]）

区的功都可以作为制动功（图 11.40）。

为了绘制发动机制动功率曲线，以及为了调节发动机制动功率，比如说调整车辆的速度性能，需要一个放气装置。由于在发动机制动过程中，可能出现高达 12bar 的压力波动，从而在制动阶段会产生很高的机械负荷，而为了长期使用下不产生损伤，一般的放气阀并不适用于这种制动过程^[34]。从图 11.42 可以看出，集成在涡轮增压器壳体中的废气转动阀起着放气的功用。

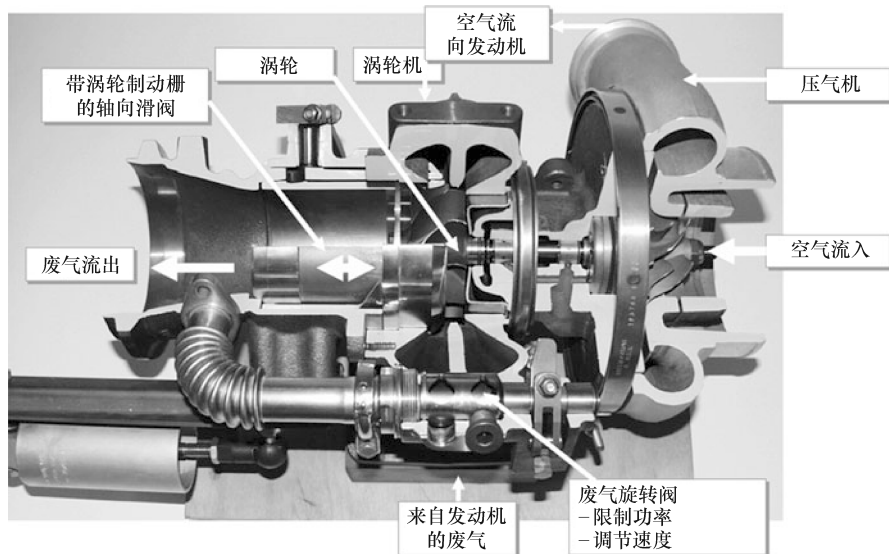


图 11.42 带涡轮制动模块的废气涡轮增压器的剖面模型（来自 [34]）

涡轮制动可以达到的比制动功率 [1L 发动机排量下的制动功率 (kW)] 明显高于挡板的比制动功率，挡板是布置在涡轮增压器涡轮机后的排气管中的一种发动机制动，如图 11.43 所示。

在参考文献 [34] 中还研究了一种可变尺寸涡轮机作为涡轮制动的可能性，可变涡轮机尺寸涡轮机的导向栅是可调节的。但是由于其结构复杂、成本更高、效率较低，以及存在疲劳强度问题，只能作为带有可插入制动栅的涡轮机之后

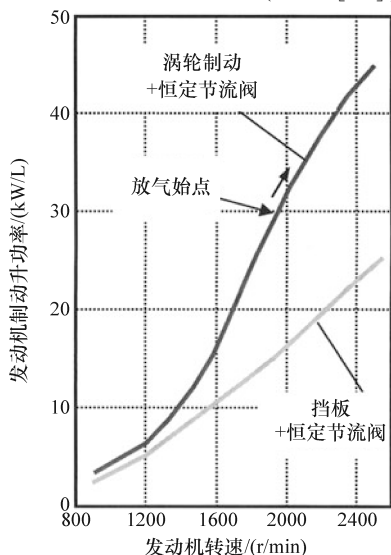


图 11.43 涡轮制动和挡板的比制动功率的比较（来自 [34]）

的一种次要方案。

参考文献

1. Ramsperger F, Zegenhagen T, Kadunic S, Pucher H, Ziegler F (2010) Steigerung des Wirkungsgrads von Ottomotoren durch eine abgaswärmegetriebene Kälteanlage. MTZ 71(2):122–127
2. Ehrhart F (1959) Turbokühlung. MTZ 20(8):313–316
3. Zinner K, Reulein H (1964) Thermodynamische Untersuchung über die Anwendung der Turbokühlung bei aufgeladenen Viertakt Dieselmotoren. Auszug aus FVV-Forschungsbericht in MTZ 25(5):188–195
4. Reulein H (1970) Einfluss der Turbokühlung und des Millerverfahrens auf die Leistung von aufgeladenen Gasmotoren. Auszug aus FVV-Forschungsbericht in MTZ 31(1):1–10
5. Miller R H (1947) Supercharging and Internal Cooling Cycle for High Output. (trans:A.S.M.E.) 07/1947, S 453–464
6. Miller R, Lieberherr H U (1957) The Miller Supercharging System for Diesel and Gas Engines Operating Conditions. CIMAC Congress, Zürich, S 787–803
7. Codan E, Vlaskos I (2004) Die Aufladung von mittelschnelllaufenden Dieselmotoren mit extrem frühen Miller-Steuerzeiten. 9. Aufladetechnische Konferenz. Dresden, Tagungsband, S 7–26
8. Codan E, Mathey C, Schlienger J, Heinrich O, Berger R (2010) Erste Erfahrung mit 2- stufiger Aufladung. 15. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband S 9–26
9. Haidn M, Klauser J, Lang J, Trapp C (2010) Zweistufige Hochdruck-Turboaufladung für Gasmotoren mit hohem Wirkungsgrad. 15. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband S 61–78
10. Ke Y (1993) Thermodynamische Untersuchung zur Laststeuerung und Ladedruckregelung von abgasturboaufladenen Ottomotoren durch frühes Einlass-Schließen. Dissertation TU Berlin, Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 191, VDI-Verlag Düsseldorf
11. Woschni G, Bergbauer F (1990) Verbesserung von Kraftstoffverbrauch und Betriebsverhalten von Verbrennungsmotoren durch Turbocompounding. MTZ 51(3):108–116
12. Wallace F J (1973) The Differential Compound Engine. Proc Inst Mech Engineers 187(48/73), 548
13. Winkler G, Wallace F J (1979) Untersuchung der Zusammenarbeit von Kolbenmotor und Strömungsmaschinen mittels numerischer Simulation. Teil 2: Vergleich von den drei Verfahren zur Hochaufladung schnelllaufender Dieselmotoren. MTZ 40(10):433–439
14. Huber R (1951) Les Groupes Générateurs à Piston Libre – Turbine à Gas et leur Régulation. CIMAC Congress, Paris, S 417–455
15. Khanna Y (1960) Untersuchung der Verbund- und Treibgasanlagen mit hochaufladenen Viertakt Dieselmotoren. MTZ 21(1):8–16 und 73–80
16. Pucher H (1988) Analyse und Grenzen der Kraftstoffverbrauchsverbesserung bei Schiffsdieselmotoren im Turbocompoundbetrieb. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Bd. 82. Springer Berlin Heidelberg, New York
17. Zinner K (1962) Theoretical and experimental investigation of an operational procedure involving the use of a coupled exhaust turbine (compound system). CIMAC Congress Copenhagen, paper A1
18. Appel M (1989) MAN B&W Abgasturbolader und Nutzturbinen mit hohen Wirkungsgraden. MTZ 50(11):510–517
19. MAN Diesel & Turbo (2011) Exhaust Gas Turbochargers Programme 2011. Druckschrift D2366355EN – N4
20. Bucher J (2000) Technische Ausführungen von Turbocompoundsystemen. 7. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 189–208
21. Jenny E (1993) Der BBC-Turbolader. Birkhäuser Verlag, Basel Boston Berlin
22. Neth P, Streuli A (1987) Turbocharging and its potential for improving the performance of Diesel engines. CIMAC Congress Warsaw, paper D39
23. Rupp M (2006) Waste Heat recovery for lower engine fuel consumption and emissions. Technical Information, ABB Turbo Systems Ltd

24. MAN Diesel (2009) Thermo Efficiency System (TES) for Reduction of Fuel Consumption and CO₂ Emission. Druckschrift 5510–0030-01ppr Aug 09
25. Schmid H (2004) Less Emissions Through Waste Heat Recovery. Green Ship Technology Conference, London
26. Heil B, Schmid W, Teigler M, Sladek W, Öing H, Arndt S (2009) Die neue Dieselmotorenbaureihe für schwere Nutzfahrzeuge von Daimler. MTZ 70(1):16–25
27. Greszler A (2008) Diesel Turbo-compound Technology. ICCT/NESCCAF *Workshop Improving the Fuel Economy of Heavy-Duty Fleets II*, February 20
28. Melchior J (1972) Suralimentation des moteurs Diesel par le procédé Hyperbar. Entropie Nr 48, November-Dezember, S 4–12
29. Melchior J, André-Talamon T (1974) Hyperbar System of High Supercharging. SAE paper 740723
30. Kollbrunner T A (1980) Compresx[®] Supercharging for Passenger Diesel Car Engines. SAE paper 800884
31. Wiedemann B (1986) Vergleich verschiedener Aufladesysteme für den schnelllaufenden Dieselmotor. Beitrag auf der *Tagung Aufladung von Verbrennungsmotoren*. Technische Akademie Esslingen, 12./13. Mai 1986
32. Flückinger L, Tafel S, Spring P (2006) Hochaufladung mit Druckwellenlader für Ottomotoren. MTZ 67(12):946–954
33. Flotho A, Zima R, Schmidt E (1999) Moderne Motorbremssysteme für Nutzfahrzeuge. 8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Tagungsband, S 321–336
34. Sumser S, Hertweck G, Nolte A, Krätschmer S, Schmid W (2006) Highlights der Aufladung bei Nutzfahrzeug-Dieselmotoren von Mercedes-Benz. 11. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband S 179–215
35. MAN Diesel SE (2009) TCS-PTG Savings with extra power. Druckschrift D 2366350 EN

第 12 章 增压空气冷却和增压空气冷却器

12.1 基础

增压的主要目的是向发动机供给比外界空气密度更高的空气。为了能够燃用更多的燃油，并且能够提高发动机的功率密度，可以通过提高空气压力来实现。因为在压气机中的压力提高与温度反比的提高有关联，空气密度 ρ 为

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (12.1)$$

因此，空气密度的提高比压力的增加要小。

如在图 12.1 中所描述的那样，在绝热压气机中，从状态 p_1 、 T_1 开始，当压力提高到压力 p_2 时，温度在理想状态下（等熵的）从 T_1 上升到 T_{2s} ，而在（多变的）实际状态下从 T_1 上升到 T_2 ，见公式 (7.31)。

通过增压空气从状态 2 至状态 L 的等压循环冷却（当 $p_2 = \text{常数}$ 时），即增压空气冷却，可以使得增压空气的密度进一步提高。在增压空气冷却器中的增压空气温度降低的幅度（ $\Delta T_{L,LLK}$ ）主要取决于冷却介质的温度水平以及增压空气冷却器的效率

η_{LLK} 。

对于所有类型的增压发动机，增压空气冷却的优点已经在 7.4 节中做了介绍。

增压空气冷却器是一种回热式的热交换器，也就是说，待冷却的增压空气（标记为 L）和冷却介质（标记为 K）通过隔板隔开，沿着彼此途径流动，并且通过隔板交换热量。换热方向始终为从高温介质传向低温介质。

以下关系适用于两侧平坦的隔板

增压空气向隔板面积单元 ΔA_w 放出的热流为

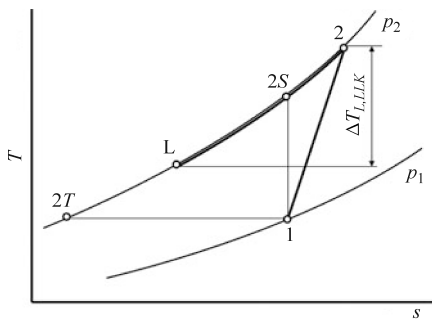


图 12.1 $T-s$ 图上在（绝热的）压气机（1-2）和在增压空气冷却器（2-L）中的状态改变

$$\Delta \dot{Q}_1 = \alpha_L \cdot \Delta A_W \cdot (T_L - T_{W,L}) \quad (\text{W}) \quad (12.2)$$

式中, T_L 为增压空气温度 (K); $T_{W,L}$ 为增压空气侧的隔板温度 (K); α_L 为增压空气侧的对流换热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]。

通过隔板面积单元 ΔA_W 、从壁厚 $s(\text{m})$ 通过热传导传送的热流为

$$\Delta \dot{Q}_2 = \frac{\lambda}{s} \cdot \Delta A_W \cdot (T_{W,L} - T_{W,K}) \quad (\text{W}) \quad (12.3)$$

式中, $T_{W,K}$ 为冷却介质侧的隔板温度 (K), λ 为隔板材料的导热系数 [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]。

以及由隔板面积单元 ΔA_W 向冷却介质放出的热流:

$$\Delta \dot{Q}_3 = \alpha_K \cdot \Delta A_W \cdot (T_{W,K} - T_K) \quad (\text{W}) \quad (12.4)$$

在稳定的运行条件下, 这三者是一样大的。

通过公式 (12.2)、公式 (12.3) 和公式 (12.4) 的联立和变形, 得到经由隔板面积单元 ΔA_W 所交换的热流:

$$\Delta \dot{Q} = \Delta A_W \cdot \underbrace{\frac{1}{\frac{1}{\alpha_L} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_K}}}_k \cdot (T_L - T_K) \quad (\text{W}) \quad (12.5)$$

并且, 在使用换热系数时:

$$k = \frac{1}{\underbrace{\frac{1}{\alpha_L} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_K}}_k} \quad (\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})) \quad (12.6)$$

$$\Delta \dot{Q} = \Delta A_W \cdot k \cdot (T_L - T_K) \quad (\text{W}) \quad (12.7)$$

为了使得增压空气冷却器能够经由总的热交换面积传递尽可能大的热流, 乘积 $A_W \cdot k$ 必须尽可能地大, 因此, 首先是换热系数 α_L 和 α_K 应该尽可能地大, 也就是说, 要通过增压空气和冷却介质以局部较高的流动速度流过隔板来实现。因为 α_L 和 α_K 取决于各自的流动介质, 介质 (可能具有小的换热系数, 如与水相比的空气) 侧的隔板面积可以通过加散热片来扩大, 并且因此补偿 α 的不足。隔板应该由高导热系数 λ 的材料制成, 例如铝。

鉴于增压空气和冷却介质的各自的流动方向不同, 热交换器, 即此处的增压空气冷却器, 分为对流式、直流式和叉流式热交换器 (图 12.2)。

增压空气冷却器的有效性以热交换效率 (回热效率) η_{LLK} (实际上通常称为增压空气冷却器效率) 来表示。按照图 12.2 中使用的温度标识, η_{LLK} 定义如下:

$$\eta_{LLK} = \frac{T_{Le} - T_{La}}{T_{Le} - T_{Ke}} \quad (12.8)$$

η_{LLK} 表示在增压空气冷却器中实际上达到的增压空气的温降 ($T_{Le} - T_{La}$) 与理论上最大可能的温度降 ($T_{Le} - T_{Ke}$, 即增压空气冷却到冷却介质的进口温度之比)。

对于对流式热交换器而言,当如图 12.2 中所示的两个同心管为无限长 (∞) 时,理论上能够达到 $\eta_{LLK} = 1.0$ 。反之,在直流式热交换器中,温度 T_{La} 始终大于 T_{Ke} , 假设两侧为相同的介质(空气)和相同的质量流,则最理想的情况下:

$$T_{La} = \frac{T_{Le} + T_{Ke}}{2} \quad (12.9)$$

相应的增压空气冷却器效率 $\eta_{LLK} = 0.5$ 。

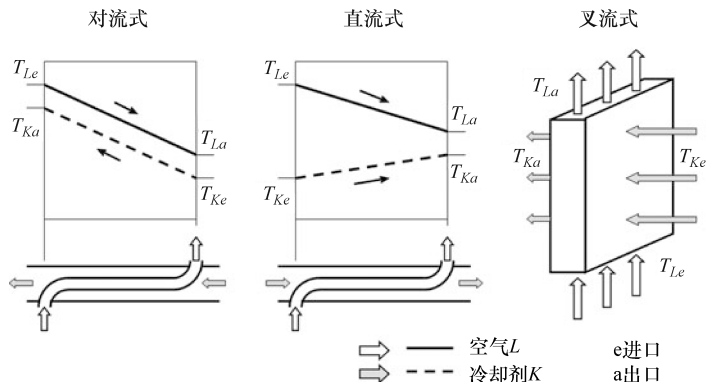


图 12.2 回热式热交换器(增压空气冷却器)的基本结构形式

叉流式热交换器的原理解释了出于结构原因(结构尺寸)而所做的折中。叉流式热交换器优先地用作增压空气冷却器(图 12.3)。

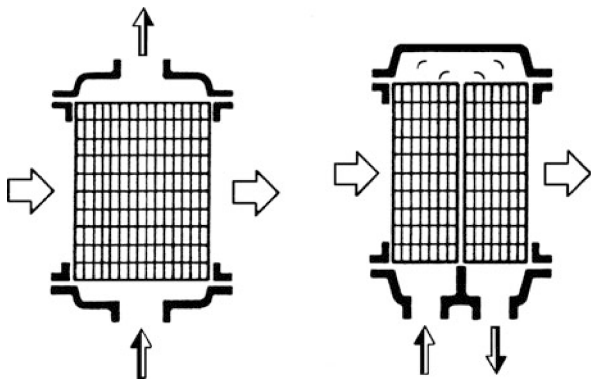


图 12.3 叉流式增压空气冷却器,简单的叉流(左)和交叉对流(右)(来自 [1])

现在,虽然通过相对较大的热交换面积和通过经由结构措施(加散热片、流动导向)实现的高 α 值 (α_L 、 α_k) (见公式 (12.5)), 可实现增压空气的较大的温降和提高 η_{LLK} 值,但是其中出现的内部流动损失导致增压空气的压力下降。这使得增压空气与温度下降有关的、力争达到的密度提高又被部分地抵消了。

在参考文献[2]中介绍的品质效率 η_ρ 用于表示在增压空气冷却器中的密度的恢

复，其中考虑到在使用增压空气冷却器时二者相对立的影响。

$$\eta_p = \frac{\frac{T_{Le}}{T_{La}} \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_L}{p_2}\right) - 1}{\frac{T_{Le}}{T_{Ke}} - 1} \quad (12.10)$$

式中， p_2 为增压空气冷却器前的增压压力 (bar)； Δp_L 为在增压空气冷却器中的增压空气的压力降 (bar)； T_{Le} 、 T_{La} 、 T_{Ke} 为温度 (K)。

如在图 12.4 中所示的那样，在给定的增压空气冷却器效率 η_{LLK} 下品质效率 η_p 随着压力损失 Δp_L 的增加而下降，并且增压压力 p_2 越小，品质效率变化越强烈。如所预料的那样，增压空气冷却器效率更小的曲线簇都保持在低水平上。

很重要的是，在增压空气冷却器研发中，不仅要达到高的 η_{LLK} 值，而且还要力争达到低的压力损失 Δp_L ，这两个要求可由图 12.4 中在相同的增压压力 p_2 下的曲线 A 和曲线 B 来说明。尽管在状态 B ($\eta_{LLK} = 0.9$) 下有更高的增压空气冷却器效率，但其比 $\eta_{LLK} = 0.7$ 时的品质效率要小，因为在状态 B ($\Delta p_L = 150\text{mbar}$) 比在状态 A ($\Delta p_L = 50\text{mbar}$) 的压力损失要高。

空气和水作为冷却介质来使用，并且用于以下的增压空气冷却器系统中。

增压空气/空气—增压空气冷却器 这是在汽车发动机中的标准设计。外部空气构成冷却介质，其以迎面风的形式，并且也可能借助风扇，以叉流的方式流经增压空气冷却器中的增压空气 (图 12.5 左图)。

增压空气/水/空气—增压空气冷却器 利用水来冷却增压空气，水在封闭的循环中流动，将其在水/空气冷却器 (类似于发动机散热器) 吸收的增压空气冷却器的热量传递给外界空气 (图 12.5 右图)。

增压空气/水—增压空气冷却器 水作为冷却介质是可行的：

- 发动机冷却液：由于发动机冷却液相对较高的温度水平仅能达到相对较高的增压空气温度。一种可能的、实际的应用是在固定式发动机中借助于力 - 热耦

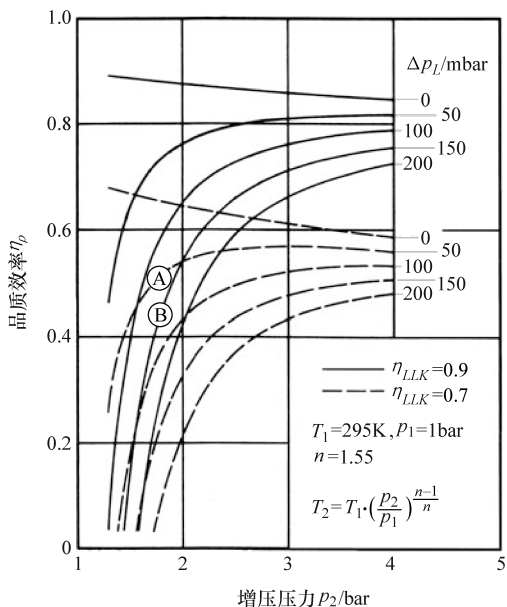


图 12.4 不同增压空气压力损失 Δp_L 和增压空气冷却器效率 η_{LLK} 下的品质效率 η_p 随增压压力 p_2 的变化过程 (根据 [2])

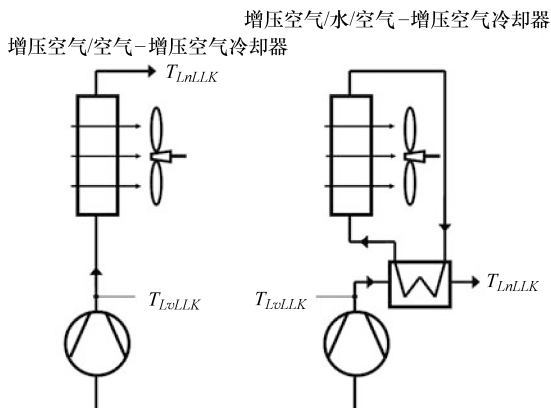


图 12.5 在汽车发动机中的增压空气冷却

合，即当高温 - 热循环时供给冷却液，并且经由一个串联的增压空气冷却器将低温热量从增压空气中带走。

- 新鲜水：作为在开式循环中的冷却介质的新鲜水适用于内陆运输船的发动机或者架在内陆水域的固定式发动机。在各种情况下，增压空气冷却器由网眼细密的滤网保护而不受水中脏的颗粒损害。

- 海水：虽然还有适合海水的增压空气冷却器，然而增压空气优选地经由封闭的新鲜水循环来冷却，将其吸收的增压空气冷却器热量经由新鲜水/海水冷却器带走。

12.2 增压空气冷却器结构形式

接下来的介绍主要参照参考文献 [1]。

12.2.1 水冷增压空气冷却器

(1) 圆管式冷却器 冷却器芯 (图 12.6) 由许多有圆管穿过的肋片组成。圆管与肋片之间可导热，现今优先采用强力的、密封性好的滚压工艺 (见右上分图)。圆管的外径为 10 ~ 16mm，并且由铜锌合金或者不锈钢制成，用于封闭冷却系统。由铜合金 Cu-Ni10Fe 制成，用于开式冷却系统。大约 0.10mm 厚的肋片由铜制成。块式冷却器 (图 12.7) 的壳体部分根据使用情况由不同的材料加工而成。

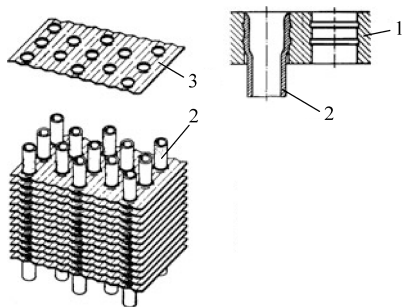


图 12.6 圆管式冷却器的冷却器芯的结构 (来自 [1])

1—管底 2—圆管 3—肋片

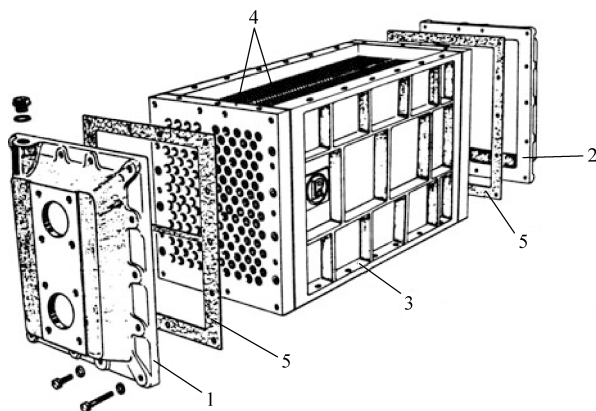


图 12.7 块式冷却器 (来自 [1])

1—法兰盖 2—转向盖 3—侧板 4—冷却器芯 (见图 12.6) 5—密封垫

(2) 扁管式冷却器 扁管作为冷却水引流通通道, 由于其形状有利于冷却水流动, 在增压空气侧的压力损失较小, 因此, 可以更加密集地布置肋片。扁管仅用于封闭冷却系统, 因为当掺入不清洁的水时, 相对较窄的管道会非常快地被堵塞。

扁管式冷却器有两种结构形式。在扁管/薄板(翅)结构(图 12.8)中(引导水的)管与空气散热翅、侧板和管底通过焊接连接。这种结构形式要求有专门的冲压工具, 它仅仅在大批量生产状态下才合理。

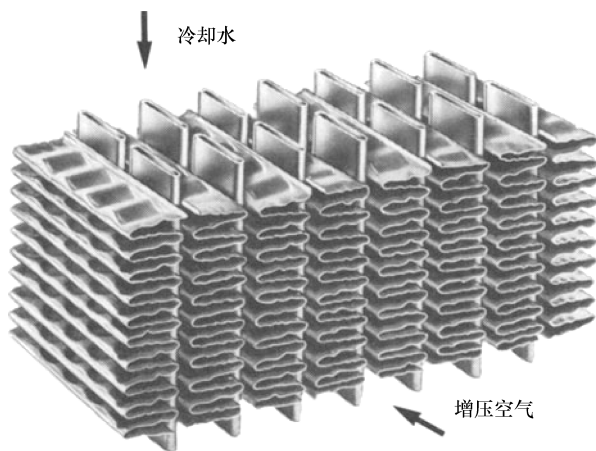


图 12.8 扁管/薄板(翅)结构的扁管式冷却器 (来自 [1])

在细杆/平板结构（图 12.9）中，完整焊接的冷却器芯由钢板、细杆和支承薄板（构成了引导水的通道）以及空气侧的薄板和侧隔板组成。集水箱焊接在冷却器芯的底部。这种结构适合于小批量或者中等批量生产，因为不需要专用的工具。

12.2.2 空气冷却的增压空气冷却器

与水冷相反，以空气作为冷却介质时增压空气流过仅加肋片的扁管。在扁管之间布置有冷却空气薄板（图 12.10 和图 12.11）。

空气腔由铸铝或薄铝板组成，对于乘用车发动机，只要增压空气温度保持在 190°C 以下^[3]，空气腔也可由塑料制成。图 12.12 和图 12.13 显示了增压空气冷却器系统，其中增压空气冷却器各自配置由塑料制成的空气腔。

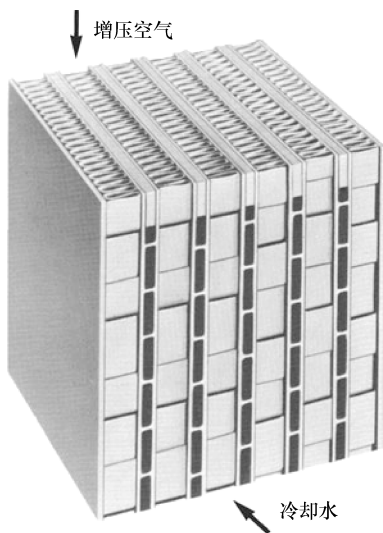


图 12.9 细杆/平板结构的扁管式冷却器（来自 [1]）

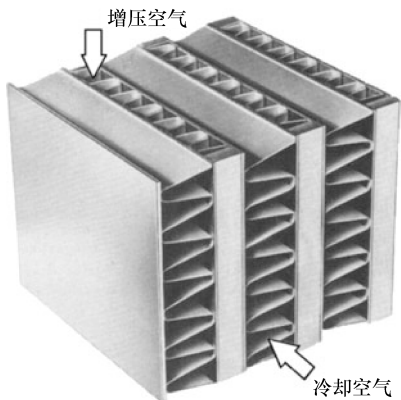


图 12.10 细杆/平板结构中带内肋片的扁管（来自 [1]）

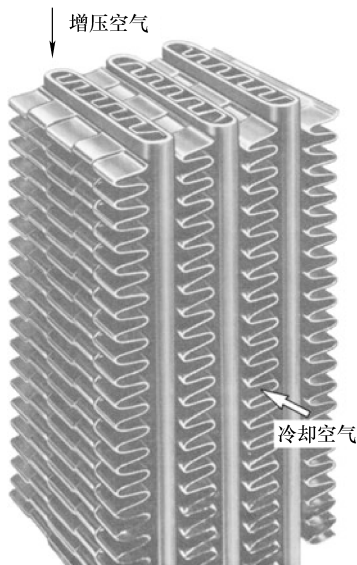


图 12.11 扁管/薄板结构中带内肋片的扁椭圆管（来自 [1]）

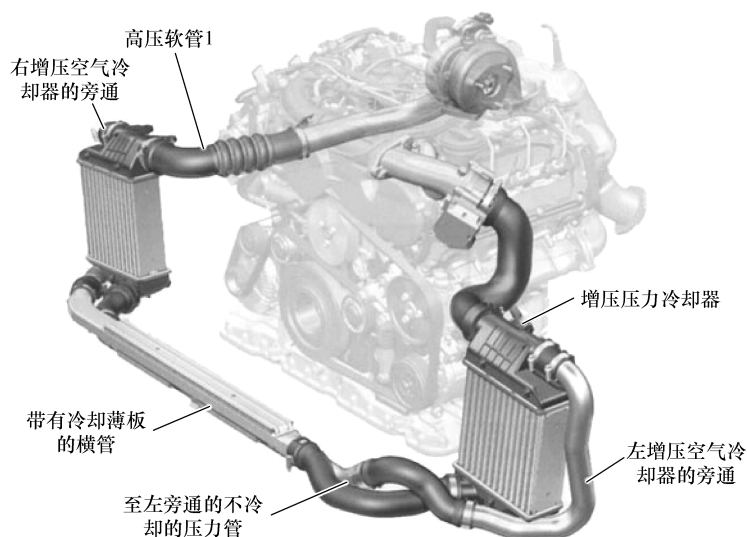


图 12.12 在奥迪 3L V6 TDI 乘用车发动机中的带有两个并联的增压空气冷却器的增压空气/空气-增压空气冷却（来源：奥迪股份有限公司 [4]）

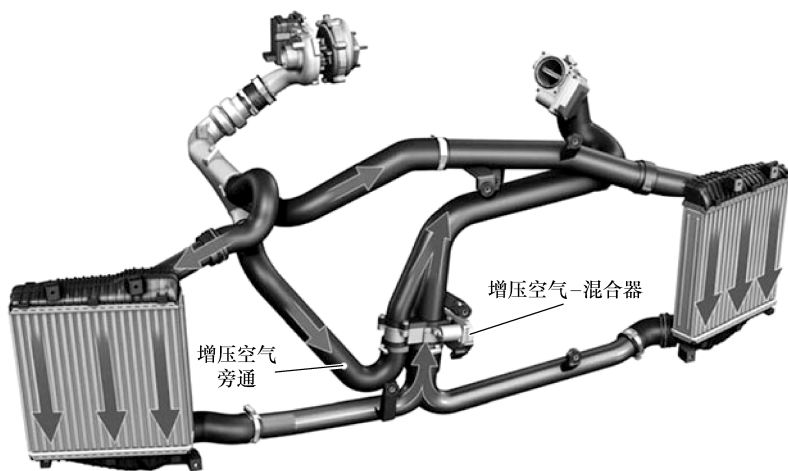


图 12.13 奥迪 3L V6 TDI 乘用车柴油机的增压空气系统（来源：奥迪股份有限公司 [5]）

12.3 增压空气冷却系统

为了使压气机出口和发动机进口之间的进气路径保持尽可能短，增压空气冷却器应该尽可能直接地布置在压气机之后。通过短的增压空气管路保持小的压力损

失，并且保证在发动机加速时，由压气机引起的增压压力的提高能以尽可能短的延迟在发动机中产生影响。

在（如大型柴油机的）水冷增压空气冷却器中也会出现相应的情况（见适用于中速发动机的图 9.11 和适用于低速发动机的图 10.39）。在增压空气/空气—增压空气冷却器中，如在车用发动机，尤其乘用车用发动机中形成的标准一样，肯定与此有所差异。在乘用车中，增压空气冷却器尽可能安装在汽车的前部高背压区域中，因为这也是有目的的，即如在适用于乘用车柴油机的图 12.12 中显示的一样，所需要的增压空气冷却器气流面积分配到两个并联的增压空气冷却器上^[4]。

对于右边的增压空气冷却器，从压气机出发的增压空气总流仅一半通过该增压空气冷却器，另一半经由环绕（右边的）增压空气冷却器的旁通供给左边的增压空气冷却器。在右边的增压空气冷却器中冷却的部分增压空气流在围绕左边增压空气冷却器的旁通中被引出，并且与右边的增压空气冷却器冷却的分流一起最后作为冷却的增压空气总流供给发动机进气门。

在图 12.12 中涉及的发动机型号的进一步研发中，如前所述的，包含两个并联的增压空气冷却器的进气路径补充一条完全绕流增压空气冷却器的旁通（见来自参考文献 [5] 的图 12.13）。

经由阀门控制的增压空气混合器可以实现来自两个增压空气冷却器的冷空气和来自增压空气旁通的热空气的混合比例的连续可调。因此，供给气缸的空气的温度（对低排放和低油耗燃烧的重要参数）可以按照特性场要求调节到所希望的设定值。

在乘用车发动机的间接的增压空气冷却中，通过增压空气/水/空气—增压空气冷却器，（基础的）增压空气冷却器能够直接布置在压气机之后，并且因此非常靠近发动机。

由于作为冷却介质的水的换热系数远高于空气，因此，该增压空气冷却器的尺寸相对较小（图 12.14）。

增压空气冷却器的循环冷却器—水循环鉴于工作原理和结构，相当于发动机冷却液的循环冷却器，并且通常布置在它之前（图 12.15）。

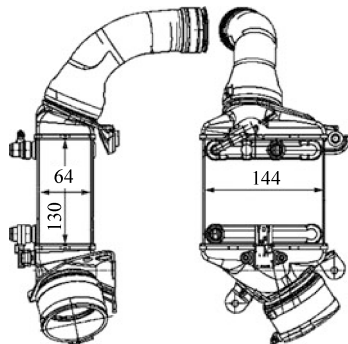


图 12.14 乘用车发动机的增压空气/水—
增压空气冷却器，尺寸单位为 mm
(来源：贝洱海拉服务公司)

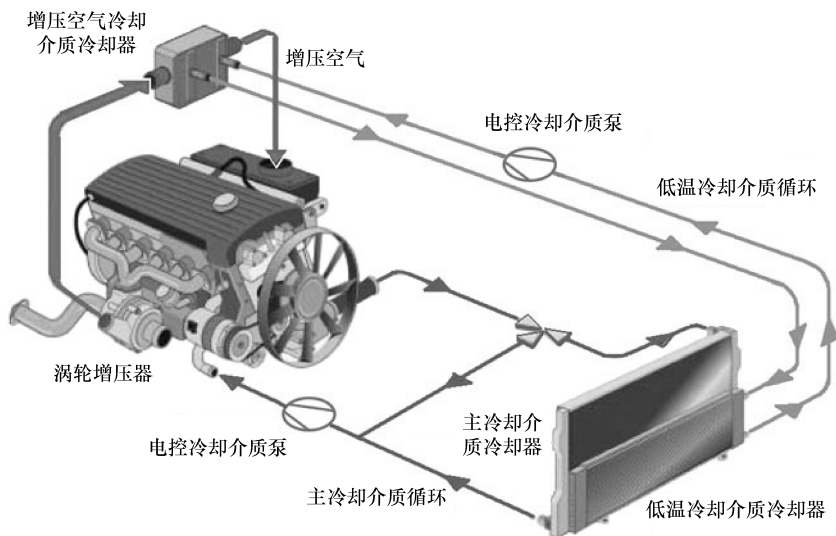


图 12.15 经由低温冷却循环的间接增压空气冷却（来源：贝洱公司）

12.4 增压空气冷却器中应避免超过露点

总有或多或少的水蒸气出现在外界空气中，通常用相对湿度 φ 来表示，即在空气中实际存在的水蒸气含量与在给定的压力和温度值下最大可能的水蒸气含量之比，饱和状态下 $\varphi = 1.0$ 。在该压力下给定的温度是与该压力相对应的露点温度。当从该状态出发的空气被冷却，即未超过露点温度，之前在空气中的水蒸气冷凝并且析出（液态的）水，图 12.16 能够说明这种现象在增压空气冷却中起到了什么样的作用。

在图 12.16 中给出的数例可以适用于在热带地区航行的航海船舶发动机。在 $T_1 = 35^\circ\text{C}$ ， $p_1 = 1\text{bar}$ （海平面！）和 $\varphi = 0.8$ 时，对于由压气机抽吸的空气，其绝对湿度 $\chi = 0.03\text{kg 水/kg 空气}$ 。当该状态空气被压缩到增压压力 $p_2 = 3.0\text{bar}$ 时，露点温度 $T_l = 51.5^\circ\text{C}$ 。当 $\eta_{sl} = 0.85$ 时，在压气机后的增压空气温度为 $T_2 = 223^\circ\text{C}$ ，因此，如果要避免冷凝水析出，在增压空气冷却器中不能冷却到 $T_l = 51.5^\circ\text{C}$ 以下。在压气机出口处的空气的露点温度 T_l 越高，温度 T_1 和在压气机进口处的空气的相对湿度 φ 和增压压力也越高。

第二个数例应该显示，在不超过露点温度时在增压空气冷却器中能够析出多少冷凝水。

在 $p_1 = 1\text{bar}$ ， $T_1 = 40^\circ\text{C}$ 和 $\varphi = 0.8$ 时，压气机前的空气的绝对湿度为 $\chi = 0.04\text{kg 水/kg 空气}$ 。当该状态空气被压缩到增压压力 $p_2 = 3.4\text{bar}$ 时，露点温度 $T_l = 60^\circ\text{C}$ 。当在增压空气冷却器中的增压空气冷却至 55°C ，即低于露点温度 5K ，

空气中最多只能保持 0.03kg 水/kg 空气 作为水蒸气，其差值 $\Delta x = 0.01\text{kg 水/kg 空气}$ 作为水析出。

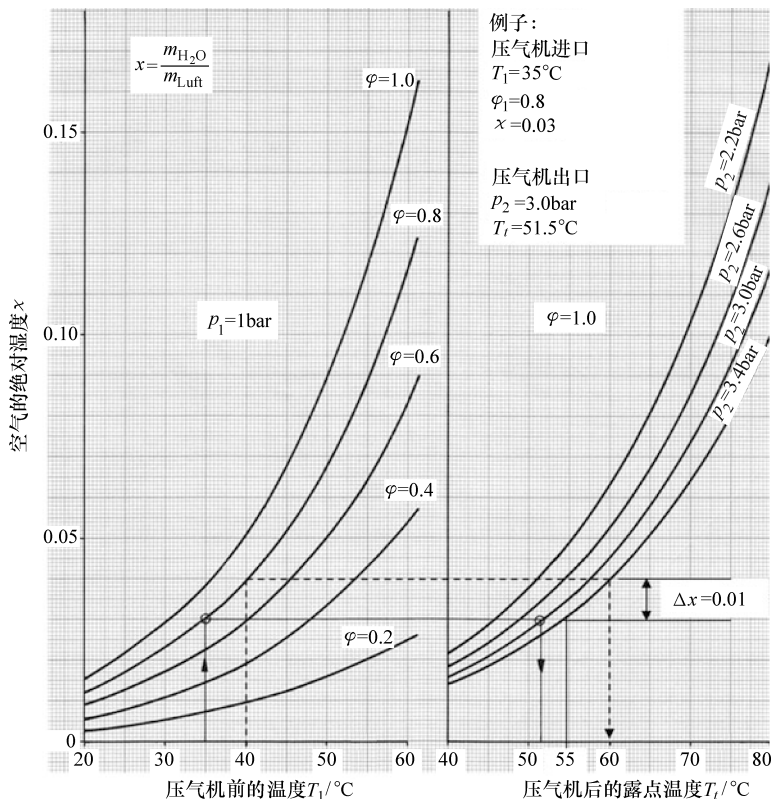


图 12.16 压气机后增压空气的露点温度确定图

假定涉及一台中速柴油机，在航行时功率 $P_e = 10000\text{kW}$ ，空气消耗量 $l_e = 7.5\text{kg/kW} \cdot \text{h}$ ，因此，在该发动机的增压空气冷却器中有 750L/h 的冷凝水出现。当然，它是不能进入发动机的气缸的，因为不然的话在气缸工作表面上的润滑油油膜部分地被破坏，这导致局部的固体摩擦加剧而使磨损增加。

后者可通过两种可能的途径来避免。一是在增压空气冷却器中析出的和从增压空气流中带走的水经由所谓的分离叶栅析离。分离叶栅是一种叶片式叶栅，能将含水的空气急剧转向，以至于只有空气能跟随该偏转方向，而水则不能，因而，水可以被分离。因此，可以采用总是对发动机工作过程合适的（低的）增压空气温度，而不依赖于船舶是否正在热带或者北极的水域中航行，其情况都是相同的。

另一途径是增压空气冷却依据外界气候来调节，使增压空气温度都超过各自的露点温度。如今，大型柴油机采用的增压压力部分已超过 4bar ，以至于在增压空气冷却器中的冷凝水的析出显得越来越重要。

参 考 文 献

1. Reimold H-W (1986) Bauarten und Berechnung von Ladeluftkühlern für Otto- und Dieselmotoren. Motortechnische Z 47(4):151–157
2. Jenz S, Wallner R, Wilken H (1981) Die Ladeluftkühlung im Kraftfahrzeug. Automobiltechnische Z 83(9):449–454
3. Eitel J (2007) Externe Motorkühlsysteme. In Mollenhauer K, Tschöke H (Hrsg) Handbuch Dieselmotoren, 3. Aufl, Springer, Berlin (Abschn. 9.2)
4. Enzinger M, Hartmann V, Karle T, Schober M, Steinwart C, Vehabovic-Vilic A (2004) Das Ansaug- und Ladeluftsystem der neuen Audi-A6-Motoren. Sonderausgabe von ATZ und MTZ, März 2004
5. Gruber M, Hatz W, Bauder R, Pamis Z-G, Reuss T, Lörch H, Burkardt A (2008) Der neue Audi 3,0l V6-TDI mit Ultra Low Emission System. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik

第 13 章 增压的特殊问题

13.1 发动机的机械负荷和热负荷

如果给定发动机的额定功率升高,例如超过发动机有效平均压力 p_e 或者超过发动机转速 n_M ,在这两种情况下不仅发动机的机械负荷而且热负荷都会升高。

当有效平均压力 p_e 升高(通过增压)和发动机转速 n_M 保持不变时,随着增压压力升高,缸内压力水平,尤其是缸内最大压力 $p_{Z\max}$ 和机械负荷因此升高。同时,通过缸壁处随之升高的热流密度,发动机的热负荷也升高。

当发动机转速 n_M 升高和有效平均压力 p_e 保持不变时,发动机的自由惯性力 ($\sim n_M^2$) 增加,同时机械负荷升高。其中热负荷也升高,这也与此有关:即由于有效平均压力 p_e 保持不变,虽然每个工作循环传至缸壁的热量几乎保持不变,但是由于转速的升高,在一定的时间间隔内进行了更多的工作循环。此外,因为公式(8.6)中缸内换热系数 α_z 的增大幅度超过了与发动机转速 n_M 成比例增加的平均活塞速度 c_m 的增大幅度,所以每个工作循环带给缸壁的热量也总是有所增加的。

(1) 机械负荷 通过有效平均压力 p_e 的升高(如可能通过增压),对于给定的发动机,会增加零部件的机械应力。为了不超过允许的范围,确定的零部件,如气缸壁厚和机体壁厚、传动机构轴承和传动机构组件,尤其是曲轴,必须考核其强度,并且也可能要增加强度。尽管发动机转速 n_M 不变,但这也可能导致惯性力明显地增加,这是因为也要考虑到有效平均压力 p_e 的增加。对于这类强度研究和轴承设计,如今可以使用非常可靠的软件系统。

但是可证实,在不变的压缩比和与此相关的最大缸内压力增加的前提条件下,不仅质量,而且空间的需求随着发动机有效平均压力的增加比发动机功率的增加相对要弱一点。

图 13.1 显示,对于某中速四冲程柴油机,如果有效平均压力 p_e 的增加不会引起有效比油耗 b_e 增加,所允许的缸内最大压力 $p_{Z\max}$ 必定会增加(图中实线);或者如果有效平均压力 p_e 的增加不会导致缸内最大压力 $p_{Z\max}$ 的增加,有效比油耗 b_e 会增加(图中虚线)。在这两种情况下,有效平均压力 p_e 的增加与涡轮前废气温度

T_{AvT} 的增加有关, 涡轮前废气温度 T_{AvT} 在缸内最大压力 p_{Zmax} 不变的条件下, 比在有效比油耗 b_e 不变的条件下更剧烈地增加。在图 13.1 中表示的相关性已在发动机过程仿真的基础上, 在发动机压缩比 ε 、燃烧空气比 λ_V 以及涡轮增压器效率 η_{TL} 不变的假定条件下得到了证实。燃烧空气比 λ_V 不变的条件表示大致相同的燃烧过程。如果存在这样的可能性: 与涡轮增压器效率 η_{TL} 不变的假定不同, 在设计的有效平均压力 p_e 增加时, 使用更高效率的涡轮增压器, 这对降低比燃油耗起到积极的影响作用。此外, 对于中速发动机, 存在一个经验性的关系, 即涡轮增压器效率提高 0.10 ($\Delta\eta_{TL} = 0.10$), 比燃油耗可以改善 $3\text{g/kW} \cdot \text{h}$ ($\Delta b_e \approx 3\text{g/kW} \cdot \text{h}$), 涡轮机前废气温度下降约 10K ($\Delta T_{AvT} \approx 10\text{K}$)。

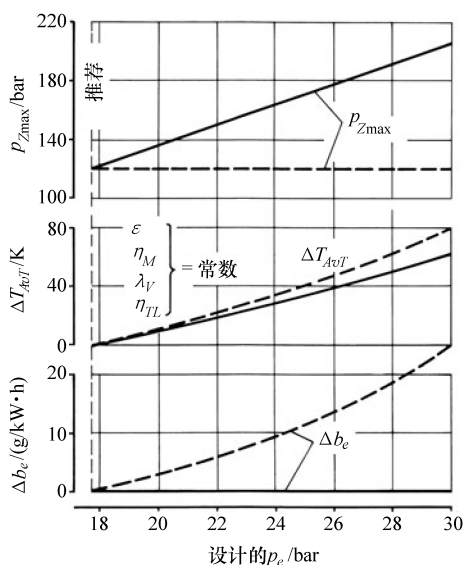


图 13.1 某中速四冲程柴油机设计 p_e 的增加与 b_e 和 p_{Zmax} 的关系

(2) 热负荷 鉴于发动机的热负荷, 首先要考察围成燃烧室的周围的各个零部件。活塞、气缸盖 (包括其中的气门) 和气缸工作表面 (通常用气缸套来表示) 等属于该类零部件。

根据发动机结构形式、气缸尺寸、燃烧方式和负荷工况点不同, 传递到构成燃烧室的周围的零部件的壁热 q_w 为燃烧时在气缸中释放的热量的 $12\% \sim 30\%$ 。

图 13.2 显示了某中速四冲程柴油机燃烧室中测得的零部件的温度^[1]。在至活塞火力岸通道处的活塞顶的局部非常高的热负荷通过在该活塞上应用的喷孔冷却方法可以得以控制。同样, 承受非常高的热负荷的排气门通过气门侧的座圈和通过气缸盖侧的带发动机冷却液的气门座冷却来避免热过载。

图 13.3 显示了在相同的某中速四冲程柴油机的活塞 (钢制活塞顶) 处的温度如何随发动机负荷 (p_e) 变化和其相对微小的变化。在测量点⑤处的温度变化过程低于对称位置处的测量点⑬, 这与此有关: 测量点⑤位于进气门侧, 因此吸入气缸的新鲜气体能够起到一定程度的冷却作用。从测量点③和⑰处的温度变化过程中仍可看出这种影响效应, 尽管这种影响效应越来越弱。

从图 13.4 可以看出: 在相同的功率增长的情况下, 一方面是通过有效平均压力 p_e 的变化, 另一方面是通过发动机转速 n_M 的变化, 活塞温度 T_k 随 p_e 的提高 (如通过增压) 的提高幅度比随 n_M 提高时的提高幅度要小。

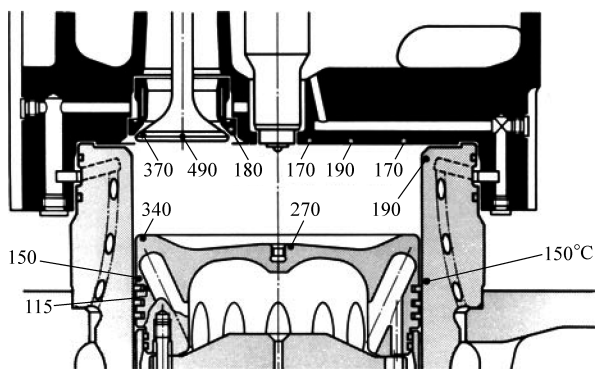


图 13.2 某中速四冲程柴油机燃烧室壁面温度，
苏尔寿 ZA40 ($p_e = 21.88\text{bar@}600\text{r/min}$) (来自 [1])

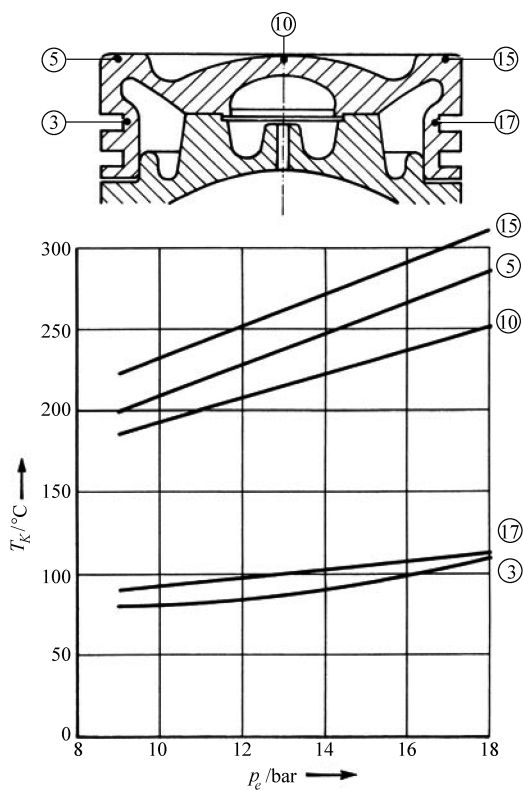


图 13.3 转速不变时某中速柴油机 ($D=520\text{mm}$) 的活塞温度随发动机负荷 (p_e) 的变化

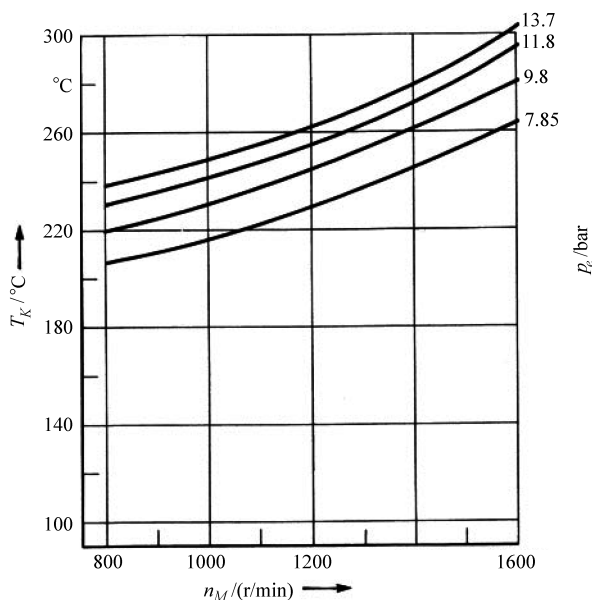


图 13.4 轻金属活塞 ($D = 180\text{mm}$) 的活塞顶中心的温度 T_k 与负荷 (p_e) 和转速 n_M 的关系

如果将所考察的发动机从 $p_e = 7.85\text{bar}$ @ $n_M = 1600\text{r/min}$ 起, 保持转速不变, 将负荷提高到 $p_e = 13.7\text{bar}$, 相当于功率提高了 74%, 活塞温度提高了约 39K ($\Delta T_k = 39\text{K}$)。如果从工况点 $p_e = 13.7\text{bar}$ @ $n_M = 1200\text{r/min}$ 起, 负荷不变, 转速提高到 1600r/min, 相当于功率只提高了 33%, 出现了相同的活塞温度提升。因此, 这也间接证实了: 通过增压提高功率时, 发动机热负荷的增加比相同功率时通过发动机转速提高引起的发动机热负荷增加要弱一些。

通过在此期间达到的发动机设计的高水平开发状态, 对于燃烧室周围的零部件的冷却, 随着增压度的增加, 热负荷虽然基本上增加, 但是可以预见, 当前对增压度的进一步提高还没有受到限制。

除了通过冷却介质 (通常为冷却液) 的冷却外, 燃烧室周围的零部件的热负荷还可以通过在极限内选择足够高的燃烧空气比 λ_V 来调节。图 13.5 显示了在某中速四冲程柴油机的排气门处的在气门盘底部测得的温度随燃烧空气比 λ_V 的变化情况。其中的关系阐释如下。

粗略地, 可以将平均缸内温度 T_Z 近似为燃烧空气比 λ_V 的反比:

$$T_Z \sim \frac{1}{\lambda_V} \quad (13.1)$$

并且对缸壁热传导起决定性作用的 T_Z 和平均缸壁温度 T_W 的温差 ΔT :

$$\Delta T = T_Z - T_W \quad (13.2)$$

由于 $T_W \ll T_Z$, 可以近似为

$$\Delta T \approx T_Z$$

对于热流密度 q ，有方程式：

$$q \sim \alpha \cdot (T_Z - T_W) \quad (13.3)$$

可简化为

$$q \sim \alpha \cdot T_Z \quad (13.4)$$

使用关系 $\alpha \sim T_Z^{-0.53}$ ，对应于公式 (8.9) 的传热系数 α （在方程式 (13.4) 中使用），近似地得出：

$$q \sim T_Z^{0.5}$$

并且结合公式 (13.1)，最终可以得出：

$$q \sim \frac{1}{\lambda_V^{0.5}} \quad (13.5)$$

对于通过在周围的零部件中热流密度 q 下降而引起的热应力为

$$\sigma_{th} \sim \frac{q \cdot \delta}{\lambda} \quad (13.6)$$

以 δ 为壁厚， λ 为壁面材料的导热系数，均作为已知参数，得出：

$$\sigma_{th} \sim \frac{1}{\lambda_V^{0.5}} \quad (13.7)$$

因此证明了：随着燃烧空气比 λ_V 的增大，热流密度和零部件的热应力水平下降了。

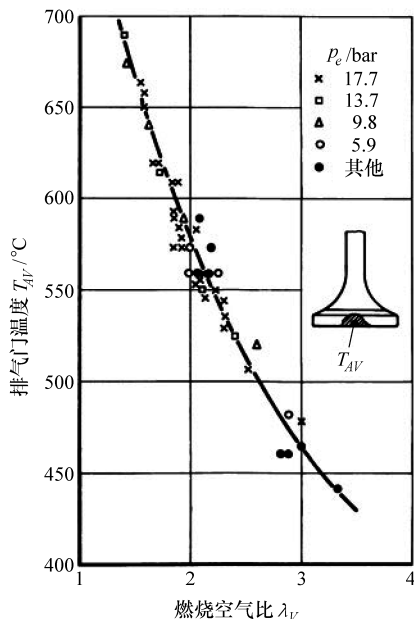


图 13.5 不同的发动机负荷 p_e 下的某中速柴油机的排气门温度随燃烧空气比 λ_V 的变化

13.2 高海拔地区发动机运行（高功率）

对于自然吸气式发动机，首先人们可以近似地得到：在发动机转速和燃烧空气比不变的条件下，全负荷指示平均压力以及相应的发动机指示功率与吸入的大气密度 ρ_u 成正比，见公式 (13.8)：

$$(P_i)_{theor} = P_{i,0} \cdot \frac{\rho_u}{\rho_{u,0}} = P_{i,0} \cdot \frac{P_u}{P_{u,0}} \cdot \frac{T_{u,0}}{T_u} \quad (13.8)$$

式中， P_u 和 T_u 为环境空气的压力和温度，下标“0”为参考状态。

然而，由于环境空气总是或多或少地含有水蒸气（空气湿度），为了精确地计算充量空气的量，考虑到实际中水蒸气的分压，环境压力 P_u 必须有所减小。尽管如此，在实际的大多数情况下，可以忽略空气湿度的影响，因此，公式 (13.8) 中 $T_{u,0}/T_u$ 的比值可以考虑用 0.7 来作为经验指数。由此，公式 (13.8) 可以表示为

$$P_i = P_{i,0} \cdot \frac{P_u}{P_{u,0}} \cdot \left(\frac{T_{u,0}}{T_u} \right)^{0.7} \quad (13.9)$$

指数 0.7 反映了进入气缸的空气通常受到较热的进气道壁面加热而使得充气效率下降的事实。当环境温度 T_u 相对 $T_{u,0}$ 升高时, 其与进气道壁面之间的温差相应减小, 吸入的空气受到加热的程度减小, 充气效率下降的程度也相应减小。反之亦然。

当发动机没有在标准状态之下, 而是在高海拔地区运行时, 自然吸气式发动机充气量将会下降。在海拔为 3000m 时, 其空气压力只有海平面处压力的约 70%, 而大气密度只有海平面处密度的约 74%。表 13.1 展示了相应海拔处的数值, 可以通过国际海拔公式计算得出:

$$p(h) = 1013.25 \left(1 - \frac{0.0065 \cdot h}{288.15} \right)^{5.255} \quad (\text{hPa}) \quad (13.10)$$

式中, 海拔高度 h 单位为 m, 参考状态采用国际标准大气状态:

$$15^\circ\text{C} = 288.15\text{K}$$

$$1013.25\text{kPa}$$

此公式适用于海拔为 11km 以下的计算。大气温度的影响则由经验公式来表示, 即海拔每升高 100m, 空气温度下降约 0.65K。

表 13.1 随着海拔 h 的增高, 压力 p 和相对密度 ρ/ρ_0 的减小, 按照国际海拔公式 (13.10) 计算得出

海拔 h/m	压力 p/hPa	密度 $(\rho/\rho_0) \cdot 100 (\%)$
0	1013	100.0
1000	899	90.8
2000	795	82.2
3000	701	74.2
4000	616	66.9
5000	540	60.1
5500	505	56.9

大气压力 - 海拔公式根据此公式可以得到空气压力与海拔高度之间的关系:

$$P = P_0 \cdot e^{-\frac{z \cdot g}{R \cdot T_m}} \quad (13.11)$$

式中, P 为给定的海拔高度处的空气压力 (hPa); P_0 为参考高度处的空气压力 (hPa); z 为与参考高度的高度差 (m); R 为空气的气体常数, $287\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; g 为地球的重力加速度 (m/s^2); T_m 为给定高度和参考高度的空气温度平均值 (K)。

自然吸气式发动机在海拔为 3000m 运行时, 其外界空气密度比海平面处的密度减少了大约 30%, 其最大功率相对于海平面处运行的最大功率也损失了约 30%, 压气机转速和发动机转速之间传动比固定的机械增压式发动机也同样如此, 而对于废气涡轮增压发动机来说, 其功率损失则明显要小得多。

对于发动机的涡轮增压器按照在标准大气状态下运行来设计时, 那么当发动

机在海拔更高的地区运行时，涡轮增压器会有如下反应：由于环境压力的降低以及由此而带来的涡轮机背压 p_4 的降低，使得涡轮机压力比增大。所以随着涡轮机功率的升高，涡轮增压器转速提高，因而压气机的压比也有所提高。因此，尽管压气机入口压力比较低，但（绝对的）增压压力还是能够接近标准状态下的增压压力值。

图 13.6 展示了一台乘用车增压汽油机的例子^[2]。发动机转速 $n_M = 6000\text{r/min}$ 时，在标准的运行状态下的压气机压比 $p_2/p_1 = 1.9$ 。在 2500m 的海拔，环境空气压力降为标准值的 0.73 倍，环境空气密度降为标准值的 0.78 倍时，为了要达到同样的增压空气密度，必须将压气机压比 p_2/p_1 提高到 $p_2/p_1 \approx 2.4$ 。实际上在这种情况下，增压比只提高到 $p_2/p_1 = 2.2$ ，相当于增压压力下降了约 8%，因此，相应的发动机功率损失同样也是大约 8%，然而，其损失却明显小于同样额定功率的自然吸气式发动机，后者的功率损失由公式 (13.9) 算得约为 23%。

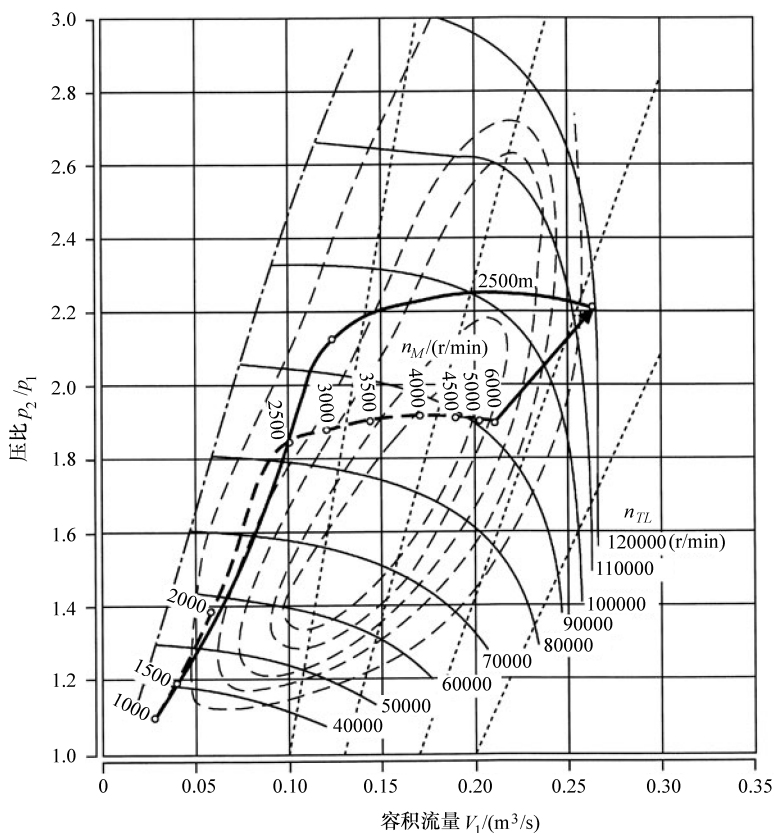


图 13.6 一台废气涡轮增压汽油机在标准状态和在 2500m 海拔处其压气机特性场中的发动机全负荷运行曲线（来自 [2]）

图 13.6 中的例子很清楚地表明，发动机的涡轮增压器如果按照在标准条件下

发动机的运行工况来设计时,那么发动机运行在高海拔地区时,涡轮增压器转速上升,此时必须保证增压器转速不会超过容许的极限值。根据发动机类型的不同,还可能其他的限制条件,例如废气温度的升高的限制(考虑到排气门或涡轮机叶片的热应力)或燃烧室周围零部件的热应力限制。对于柴油机来说,为了避免不许可的过高的炭烟排放,燃烧空气比还不能低于某一确定的下限值。这在以前是通过与增压压力相关的喷油泵喷油量的限制来实现的,而在发动机电子调节时代,则是通过测量空气流量和控制相应的最大允许喷油率来实现的。

对于专门在特定高海拔地区运行的废气涡轮增压发动机,比如发电厂的柴油机或用于重型矿车的驱动,可以通过对废气涡轮增压器-高海拔压气机(压气机压比很高)和增压空气冷却系统进行相应的匹配,使得在所给定的较低的环境压力下,气缸进气门前的增压空气的状态能够等同于在标准条件下运行时的状态。在这种情况下,发动机在海拔更高的地区运行时完全不存在功率损失,而且供给发动机的总的空气流量实际上也几乎保持不变。然而也要注意,当环境温度保持不变时,海拔每升高1000m,燃油消耗就会增加1%~2%,而废气温度一定程度的上升也引起发动机效率的下降。

由于发动机的价格与其额定功率息息相关,功率增大,发动机价格也会相应提升,如果发动机在更高海拔运行,相比在标准状态下运行的功率损失能够在可接受的范围,然而更高的比油耗又降低了发动机的经济性。那么,对于大型发动机的研发者来说,重要的是:能够预先计算出海拔对发动机运行参数的影响以及如何尽可能地降低这种影响。现今这通过可用的发动机工作过程模拟方法(见第8章),可以达到很高的计算精度。而在这些模拟方法还没有普遍应用于研发时,人们可以利用相应的经验公式不仅可以将台架试验结果换算到标准状态下,而且还可以在设置条件改变时计算发动机的功率。特别有意义的是,CIMAC(国际机械和燃烧会议)对四冲程废气涡轮增压柴油机提出了相应的一些建议,这在本书的第3版中有详细的论述^[3,4]。在参考文献[5]中除了柴油机外,还考虑了气体发动机。

如在参考文献[2]中所提到的,商用车柴油机和乘用车柴油机在2500m海拔以内运行时通常可以进行海拔修正。从这个海拔再往上,通过减少燃油喷射率来降低发动机的转矩和功率,从而使得相应的废气温度不超过上限值,以避免涡轮增压器超速。对于废气涡轮增压汽油机,无论如何必须进行增压压力调节,以获得保证燃油喷射率所必需的确定的绝对增压压力值。废气温度在这里也是一个确定的参数。

为了使得一台机械增压的乘用车发动机不仅能在标准大气状态下运行,而且也能在高海拔地区运行(南美洲的安第斯地区的主干道有时会延伸到4000m的海拔),与此同时功率损失要非常小,那么可能有两种解决问题的方案。一种是,由发动机通过一个CVT变速器来驱动压气机,其中可实现的最大传动比由海拔所决定,最后要使得发动机的功率不出现损失。另一种方案,虽然可以使制造成本降低

了，但是却牺牲了发动机效率。这种不合理的方法是根据在所考虑的最高海拔处没有功率损失这样的要求来选择相应的固定传动比。对于车辆和发动机在低海拔运行，必须相应地调整增压压力，例如可以通过压气机一侧的旁通阀来实现（见 7.2 节）。

如今在各类发动机上用得越来越多的是可调二级增压（见 10.6.2 小节），基于比一级废气涡轮增压提供了更广阔的应用范围，可调二级增压可使发动机尽可能地不受其运行所处的海拔的影响，而获得所想要的功率。

如果说在很长一段时间内，人们对发动机在高海拔地区运行主要考虑的是其功率和效率的话，如今，把海拔对废气排放物的影响作为更重要的因素来考虑。虽然现今人们已经可以相当真实地模拟增压发动机中的热力学过程和流动过程，但对从气缸排出的废气污染物，以及用来减少各个废气后处理模块中的污染物的模拟还有相当的局限性。为了检测发动机或车辆是否符合相关的排放法规要求，依然要通过相应的台架试验来证实。

为了使这样的试验研究能模拟非常规的环境条件，特别是高海拔地区，在宝马公司的能源与环境技术试验研究中心（EVZ）搭建了一个海拔试验台（图 13.7）。这个试验台包含了一台在隔热的气候模拟室中、带 CVS 技术的底盘测功

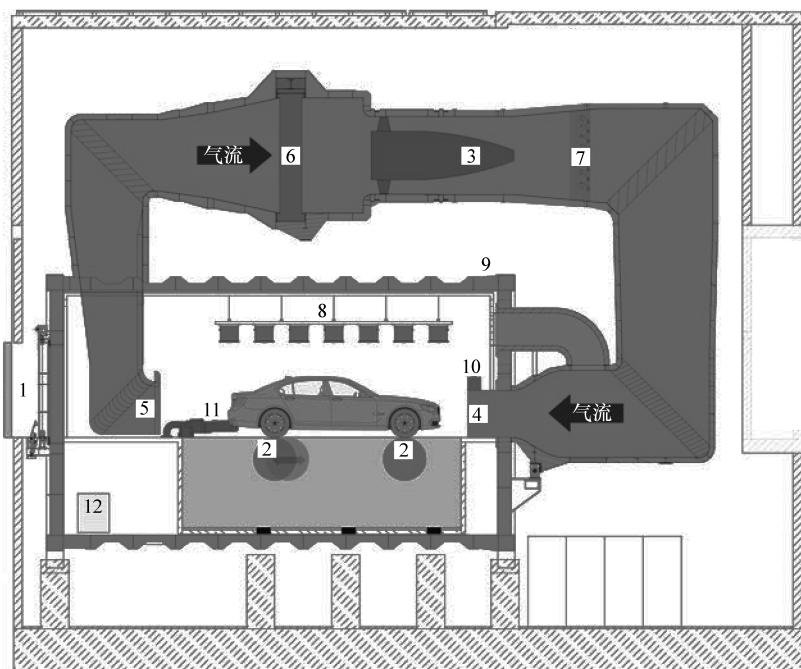


图 13.7 在宝马公司 EVZ 的海拔高度试验台（来源：宝马公司）

- 1—车辆入口 2—底盘测功机 3—鼓风机 4—喷嘴 5—集流管 6—热交换器 7—湿度调节器
8—太阳光模拟器 9—压力舱 10—城市怠速模拟阀 11—废气排气 12—CVS 废气分析

机。气候模拟室中的空气压力可以调节到 4200m 海拔所对应的数值，温度可以从 -30°C 调节到 $+45^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度可以在 5% ~ 80% 的范围内进行调节。试验台中还有一个风速可达 250km/h 的试验风洞，通过该风洞还可以进行相应的气候条件和行驶条件下增压空气冷却系统的功能试验。

13.3 增压对废气排放的影响

13.3.1 概述

因为发动机的燃油是由碳 (C)、氢 (H)，可能还有部分硫 (S) (尤其是在重油中) 元素组成的，完全燃烧的产物会有：

- 二氧化碳 CO_2
- 水 (蒸气) H_2O
- 二氧化硫 SO_2

而不完全燃烧的产物则包括：

- 一氧化碳 CO
- 未燃碳氢化合物 HC
- 炭烟 C
- 氮氧化合物 NO_x (即为 NO 和 NO_2 的总和)

此外，进气中的 N_2 也会作为发动机废气的一个组成部分，除了在 NO_x 中 N 数量上可以忽略外，它不参与燃烧过程，而且是废气中最重要的组成部分 (体积百分比总是大于 70%)。另外，当发动机运行在 $\lambda > 1$ 时废气中会包含 O_2 ，它是未参与燃烧的过量空气中的一部分氧气。

SO_2 、CO、HC、 NO_x 和颗粒物 (PM) 被视为有害物。而 PM 则很大一部分由炭烟 (非常细小的 C) 组成，此外还包括不易蒸发的碳氢、水、润滑油积炭以及活塞、活塞环和气缸表面等由机械磨损而产生的颗粒。

SO_2 是通过硫元素燃烧而产生的，仅在以重油为燃料的重型柴油机的废气排放问题中才扮演重要角色。如今，车用发动机实际上都是采用无硫燃料来驱动。

CO_2 虽然不是严格意义上的有害排放物，但是仍将它归为对气候有害的气体排放，因为其对于日益严重的地球温室效应负有重要责任。因为 CO_2 是燃料中碳的完全燃烧产物，所以要降低发动机的 CO_2 的排放，要么使用碳含量较少的燃料，甚至直接采用纯氢 (H_2) 燃料，或者/和降低发动机的比油耗。

因此，作为发动机的有害排放 CO、HC、 NO_x 和颗粒物，目前全世界都对其确定法律法规上的数值限制，发动机以及其驱动的乘用车和其他机械均要遵循，同时相关法律法规也明确规定了测试方法。虽然在不同国家根据发动机应用情况不同，排放法规也不尽相同，但是通常都有一个相同趋势，即在过去几年相关排放法

规都日益严格，且未来还会更加严格。

从这里开始，将针对增压对降低废气中有害物质排放到底有多大贡献这一问题进行分析。

(1) 汽油机 对于使用汽油驱动的车用汽油机，关于废气后处理的问题，通过使用发动机在 $\lambda = 1.0$ 运行条件下的三元催化器如今得到很大程度的缓解。

而对于稀薄燃烧 ($\lambda \approx 1.6 \sim 1.8$) 的气体发动机，增压可以补偿与稀薄燃烧相关的功率密度的降低。

因为在直喷汽油机中会出现与直喷柴油机相类似的不均匀混合气燃烧（这也往往导致炭烟的形成），从欧 5 开始（自 2009 年 9 月开始）乘用车用直喷汽油机也限制颗粒物排放，与乘用车用柴油机一样，为 5mg/km 。

(2) 柴油机 柴油机一般都在 $\lambda > 1$ 的条件下运行，因此，就不能采用三元催化器了。由于稀薄燃烧，柴油机中 HC 和 CO 的（原始）排放与汽油机相比，处在一个相对较低的水平，这也使得仅通过（不需要调节的）氧化催化器就能够将相应的排放控制在法规要求的限值以下。

因此，柴油机排放质量优化的重点主要集中在降低 NO_x 和颗粒物排放，这也是柴油机技术发展中的一个非常重要的因素。然而，要同时降低这两种有害排放是很困难的，而作为针对单一排放物的措施，如以降低 NO_x 排放为例，往往会导致颗粒物排放上升，反之亦然。图 13.8 所示的则是这一相互关系，通常称之为 NO_x /颗粒物的权衡曲线（trade-off）。

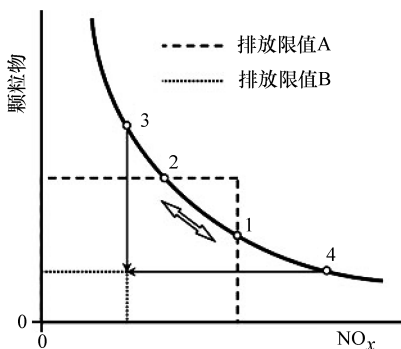


图 13.8 柴油机中 NO_x /颗粒物的权衡关系示意图

从热力学上 NO_x 形成来看，在发动机中大部分 NO_x 产生于缸内气体中温度在 1800K 以上，且有充足氧气的局部区域，如柴油机在扩散燃烧时出现这种区域。而减少 NO_x 的机内措施可以是“延迟”燃烧、增大燃烧空气比。这两种措施都可降低燃烧期的温度水平。此外，（部分）废气再循环（AGR）也可以减少 NO_x 排放。在采用废气再循环（AGR）时，部分废气流 $\dot{m}_{AGR}$ 尽可能在废气再循环（AGR）冷却器内冷却后与发动机进气流 $\dot{m}_L$ 混合。

废气再循环（AGR）率：

$$x_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_L + \dot{m}_{AGR}} \quad (13.12)$$

废气再循环率应用范围最高为 $x_{AGR} = 0.5$ 。当进入气缸内的废气再循环部分是经过冷却的，也就是冷却的废气，那么对降低气缸温度水平会产生积极的作用，这与通

过提高燃烧空气比 λ_V 来降低温度水平相类似,但是废气再循环能够更有效地降低 NO_x 排放,这是因为温度的降低并不会相应地提高缸内游离氧气的含量,而提高 λ_V 时则会出现上述情况。

废气再循环和“延迟”燃烧重心作为减少 NO_x 排放的单一措施,然而会相应地导致颗粒物排放的升高。通过更高的喷油压力可以改善雾化性能,并同时与相适应的进气涡流一起起作用,从而使燃烧期缩短。由此,除了能够提高发动机效率外,还能达到降低颗粒物排放的目的。而由于相应地提高了缸内峰值温度,这反过来又会导致 NO_x 排放呈上升趋势。

通过各种不同的机内措施降低 NO_x 和颗粒物排放,可以对给定的原型机的不同废气排放状态进行标定,同时形成上述的 NO_x 和颗粒物权衡曲线,如图13.8所示。

只要将 NO_x 和颗粒物的限值适当设置,如废气限值A(图13.8中的虚线矩形框),则发动机可通过一切可能的调节措施满足这一限值要求,即取权衡曲线中点1和点2之间的值。如果 NO_x 和颗粒物的限值限制在废气限值B时(图13.8中的点线矩形框),可以通过机内措施要么只减少 NO_x 排放值,要么只减少颗粒物排放,而相应另一种排放只能借助于附加的废气后处理来解决。例如,如果采用较高的废气再循环(AGR)率来大幅降低 NO_x 排放,如达到与点3相对应的排放状态,即保持在 NO_x 排放限值以下时,则必须通过后置的颗粒捕集器对过高的颗粒物排放进行后处理,并降低到可接受的水平。相应地,这对点4的废气状态也是同样适用的,虽然在点4保持颗粒物排放控制在限值以内,但 NO_x 排放则呈现出过高的状态,以至于需要采用特殊的废气后处理,即通过SCR催化剂或 NO_x 存储式催化剂来降低 NO_x 排放。

通过增压能够在最高的废气再循环(AGR)率时仍为气缸提供足够的新鲜空气,从而在改善废气排放之余还能一直保持所希望的(高的)发动机功率密度。由此导致相对较高的缸内压力水平,可以通过推迟燃烧,颗粒物排放仍不会超限。总的看来,增压对降低废气排放起到积极的作用。

13.3.2 废气再循环

如今,废气再循环实际上已作为一级和二级废气涡轮增压的车用柴油机的标准配件,被视为降低 NO_x 排放的主要的发动机机内措施。此外,废气再循环还能在发动机暖机过程中得到应用,废气在绕过废气再循环(AGR)冷却器后,由于能够提高进入气缸的充量的温度水平,从而可以降低暖机过程中HC有害排放物。

在小型化汽油机的燃烧过程(理论上相对较高的增压)开发中,为了在符合最严格的排放法规的同时能够尽可能地降低油耗和 CO_2 排放^[6],废气再循环也在一定程度上成为一个重要的影响因素。

废气再循环可分为高压(HD)废气再循环和低压(ND)废气再循环两种形

式。在车用发动机中现今大多采用高压废气再循环（AGR）形式（图 13.9）。在高压废气再循环中，部分废气流直接从涡轮机前的排气管道内引出，然后在废气再循环（AGR）冷却器（1）中冷却，接着经废气再循环（AGR）阀（2）适当控制后，在增压空气冷却器之后进入增压空气管道中。如果需要，通过旁通阀（4）切换能够使废气绕过废气再循环（AGR）冷却器。

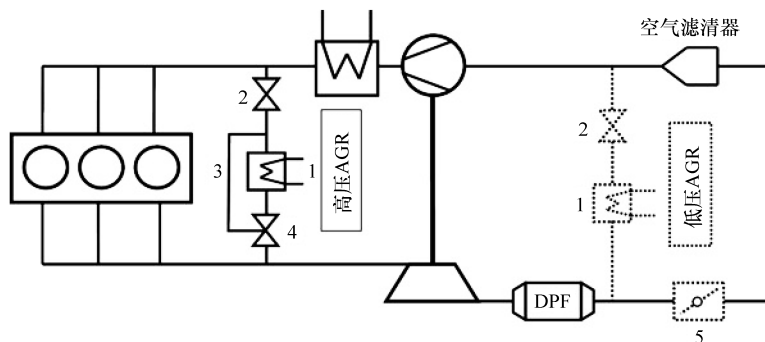


图 13.9 高压（HD）和低压（ND）废气再循环（AGR）示意图

1—废气再循环冷却器 2—废气再循环阀 3—废气再循环冷却器旁通阀 4—旁通阀 5—废气节流阀

显然，高压废气再循环（AGR）的前提条件是涡轮机前的废气压力要高于增压空气冷却器后的增压空气压力。这种情况大多在废气涡轮增压车用发动机中出现，至少会在与废气排放法规相关的发动机负荷范围内出现。图 13.10 中所示的是欧洲的废气试验循环 NEDC（新的欧洲行驶循环）和美国的 US06 + FTP75。与高压废气再循环相对的就是低压废气再循环（AGR），在图 13.9 中以虚线表示，在发动机负荷范围中都能以正向扫气状态工作，因为在废气侧和进气侧之间总是存在正的压差。在柴油颗粒捕集器（DPF）后配置废气节流阀（5），可以达到足够高的正的压差。

然而，低压废气再循环（AGR）所面临的一个难题在于，再循环的废气需要流经涡轮增压器的压气机，在这种情况下，除了导致热负荷升高外，尽管再循环废气引出点在柴油颗粒捕集器（DPF）之后，但还是会有不希望出现的沉积物。在参考文献 [8] 中提到了一种为车用发动机涡轮增压器专门开发的新型压气机，其采用的是通过铣削成型和经特殊镀层处理的压气机叶轮以及应用纳米涂层技术的压气机壳体，由此就能控制再循环废气的温度并避免沉积物的损害。此外，借助新式涂层技术，颗粒物对压气机叶片的撞击也不再会导致材料疲劳。

13.3.3 废气后处理系统

在废气后处理系统中有各种不同的催化器，如：

- 氧化催化器

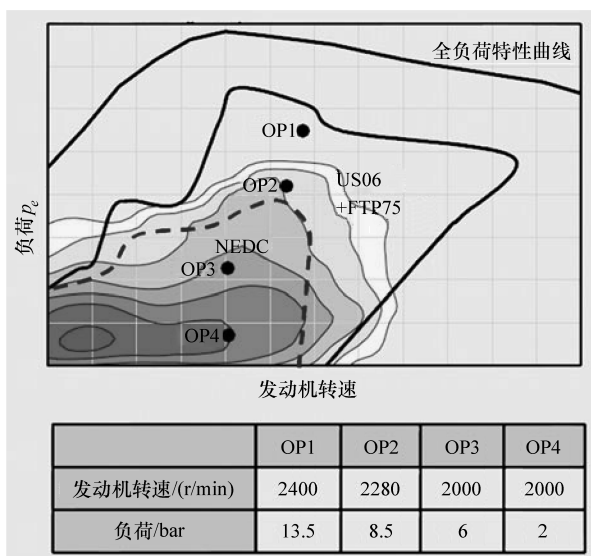


图 13.10 与 NEDC (虚线) 和 US 06 + FTP75 (实线) 废气试验循环相关的发动机特性场范围, 以及为满足欧 4 标准不同工况下所需的 AGR 率 (颜色越深, AGR 率越高) (参见 [7])

- 三元催化器
- SCR 催化器
- NO_x 存储式催化器

同时还有:

- 柴油颗粒捕集器

这些废气后处理系统的各种结构和准确的功能方式的信息资料需查阅种类繁多的专业文献。图 13.11 中列举的是某商用车柴油机的废气后处理系统, 由氧化催化器和与之相连的 SCR 催化器组成, 其后还加装了柴油颗粒捕集器 (DPF)。而与 SCR 催化器配套的还包括喷射系统, 提供所需的添加剂“添蓝” (AdBlue) (液态尿素溶液)。尿素溶液在废气中转化为氨气 (NH_3), 并在 SCR 催化器中将 NO_x 还原成 N_2 和 H_2O 。添蓝 (尿素溶液) 是根据瞬态的化学计量需求进行相应的计量。因为 NH_3 本身是一种有害物, 在 SCR 催化器中可能出现的 NH_3 泄漏, 需要在后置氨泄漏催化器内转化为 N_2 和 H_2O 。

废气后处理系统的效果通常取决于已知的废气进入后处理系统时的最低温度, 即所谓的催化器以及颗粒捕集器的起燃温度。柴油颗粒捕集系统配备合适的装备, 它能够通过燃烧排出的废气中的沉积物来短时间提高废气温度, 以引导捕集器再生。在采用高压共轨喷射技术的柴油机中也能通过短时间 (延迟) 的后喷来实现。

然而, 所有这些可能的废气后处理系统应该布置在处于发动机废气排放链末端的涡轮增压器之后。如果废气后处理布置在涡轮增压器之前的话, 则会使得热量散失增加,

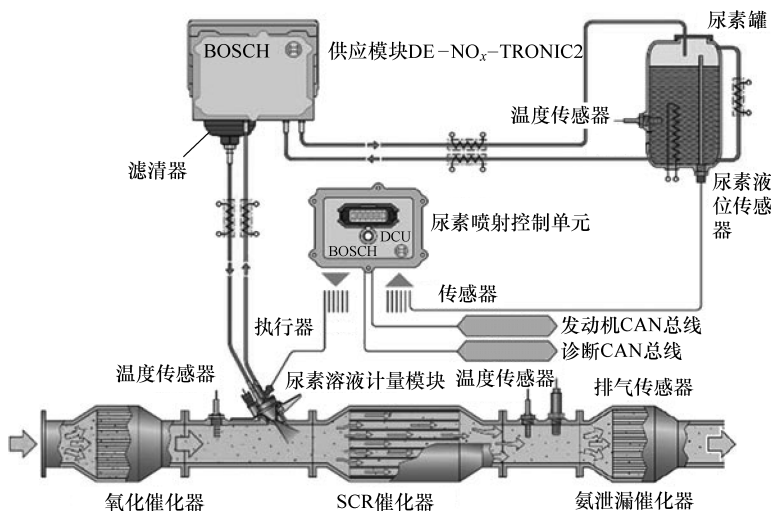


图 13.11 商用车柴油机的废气后处理系统 (来源: 博世)

这在负荷改变时, 会出现不希望看到的结果。相反地, 将废气后处理系统布置在单个或多个涡轮增压器之后, 除了会使排气背压稍有上升之外并不会对增压系统带来其他消极的影响, 而且如此配置的发动机即使在动态运行中也不会出现其他缺陷。

参 考 文 献

1. Lustgarten G-A (1981) Der Sulzer-ZA40-Motor – eine Weiterentwicklung des bewährten Z40-Motors. Motortechnische Z MTZ 42(11):451–454
2. Hiereth H, Prenninger P (2003) Aufladung der Verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag, Wien
3. CIMAC (1971) CIMAC-Recommendations for Supercharged Diesel Engines Part I and II. CIMAC Secretary, Paris
4. Zinner K, Wunsch A (1971) Leistungsbemessung und Prüfung von aufgeladenen Viertakt-Dieselmotoren unter geänderten atmosphärischen Bedingungen – Erläuterungen zur CIMAC-Empfehlung 1971. Motortechnische Z MTZ 32(11):393–403
5. Zinner K, Eberle M (1979) Die Leistungsumrechnung und Prüfung aufgeladener Diesel- und Gasmotoren bei geänderten atmosphärischen Bedingungen. Motortechnische Z MTZ 40(2): 67–71
6. Korte V, Hancock D, Blaxill H (2008) Downsizing-Motor von Mahle als Technologiedemonstrator. Motortechnische Z MTZ 69(1):10–19
7. Tietze T, Lautrich G, Sommer A, Jeckel D, Ferrari S, Cancalon PJ (2006) Frischer Wind für den Pkw-Dieselmotor in Nordamerika: Niederdruck-Abgasrückführung als ein Baustein zur Bewältigung der Abgasemissionsvorschriften. 11. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 135–162
8. Münz S, Römuss C, Römidt P, Brune K-H, Schiffer H-P (2008) Dieselmotoren mit Niederdruck-Abgasrückführung. Motortechnische Z MTZ 69(2):124–130

第 14 章 增压装置的结构特征

14.1 概述

既然发动机和增压装置的协调作用是本书的主要内容，那么在接下来的章节中至少要对废气涡轮增压器最重要的结构特征进行介绍。同时，在大批量生产的、成本极其关键的、用于车用发动机的（见 14.2 节）小型废气涡轮增压器和那些小批量生产的（见 14.3 节）、增压比和效率都最高的、用于大型发动机的废气涡轮增压器之间，要根据结构类型与制造方法来加以区分。

对于机械增压的增压装置有以下几点特征：所有级别的废气涡轮增压器通常都有相同的基本结构，而机械增压优先选用的挤压式压气机的基本结构类型有些差异还是很明显的，如涡旋式压气机（见图 5.9）与罗茨式压气机（见图 5.6）或螺旋式压气机（见图 5.10）。

挤压式压气机的壳体和转子主要用轻金属压铸而成。现今主要实际应用的罗茨式压气机的转子由于噪声的原因会受到强烈的损伤，并且其旋转叶片交错盘绕（伊顿压气机，图 5.6），因此对罗茨式压气机转子的加工要求比较苛刻。而且为了使得间隙损失越小和效率越高，转子之间的间隙以及转子和壳体之间的间隙就要尽可能小。通常由于壳体和转子的热膨胀性能不一样，因而其间隙值随着压气机的运行工况点的改变而相应地改变。

现今一般使用滚动轴承作为旋转活塞式压气机和涡旋式压气机的支承。滚动轴承可以使得轴承间隙尽可能小，而这对于保证最小的密封间隙来说是必不可少的，并且滚动轴承比滑动轴承的润滑要更简单。

14.2 车用发动机废气涡轮增压器

14.2.1 基本结构和壳体

图 14.1 是一台乘用车用发动机废气涡轮增压器的剖面图，表明了车用发动机

废气涡轮增压器常规的基本结构。压气机壳体和涡轮机壳体固接在轴承壳体（中间体）上。

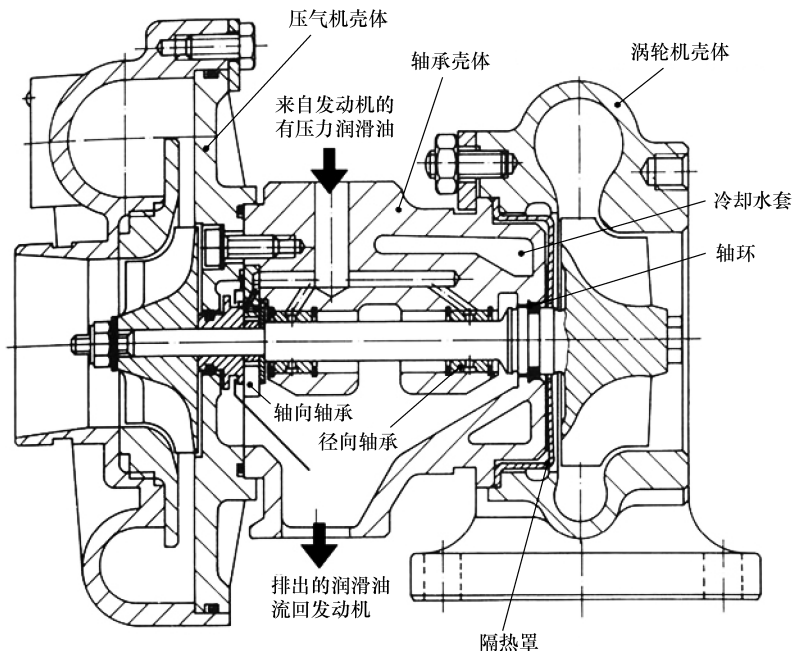


图 14.1 车用发动机用带水冷式轴承壳体的涡轮增压器的剖面图
(来源：博格华纳涡轮增压系统)

(1) 压气机壳体 压气机壳体包围着压气机叶轮，此外还包含空气进气道、(通常无叶的) 扩压器和压气机机壳以及可能要用到的循环空气阀 (见图 5.24) 和用作特性场稳定措施 (KSM, 见图 10.19) 的再循环通道。大批量生产时, 压气机壳体通常由铝或镁压铸而成。小批量生产时, 则出于成本的考虑而优先选用砂型铸造或者硬模铸造工艺。

(2) 涡轮机壳体 涡轮机壳体包围着涡轮机叶轮, 涡轮机基本上都设计成径流式, 涡轮机壳体相应地与内轮廓构成涡旋流道。涡旋流道可以是单流道式 (*single scoll*, 见图 7.26) 或者多流道式, 而通常为双流道式 (*twin scoll*, 见图 7.28)。此外, 涡旋流道是这样设计的: 在涡轮机几何尺寸固定的情况下, 在流道的流出侧构建到涡轮叶轮的入口喷嘴。在 VTG 涡轮机 (见图 10.6) 中, 导叶调整机构 (导向装置) 集成在涡轮机壳体中。在放气阀控制的涡轮机中, 放气阀 (阀或气门) 通常也集成在涡轮机壳体中。

如今, 对于汽油机来说, 很多涡轮壳体上还集成了排气歧管 (图 14.2)。

这种经常被称为集成式涡轮机的结构形式有利于气流的引导, 并且也省去了漏



图 14.2 乘用车用汽油机涡轮增压器，带集成的排气歧管的涡轮机壳体（来自 [4]）

轮机入口法兰。由此，废气轮机也可以离排气门更近，这对废气能量的利用起到有利的作用。

现今，现代的乘用车用汽油机对废气涡轮增压器的热负载能力提出了最高的要求，在稳定工况条件下轮机入口处允许的最高温度大约是 970°C [1]。柴油机增压器的一般允许温度达到 750°C 左右，根据参考文献 [2]，轮机壳体使用的材料是 GGGX-SiMo 5 1。当温度达到 850°C 左右时，通常使用的材料是 GGG NiCr 20 2 (D2)。当达到 1050°C 的最高温度时，现今主要使用的材料是 GGG NiCrSi 35 5 2，也称之为高镍合金 D5S，并采用砂型铸造的工艺来制造。

在 1050°C 的使用条件下，博格华纳涡轮增压系统采用的只是耐热的、Ni 和 Cr 成分含量很高的奥氏体铸钢 [1]。由于铸钢更加难以铸造，加工时也需要更大的切削力，因此其成本也更高。而与高镍合金 D5S 相比，铸钢更好的耐久性被视为一个决定性的参数。图 14.3 展示了不同种类的铸钢与高镍合金 D5S 10^4h 时的稳定性比较。

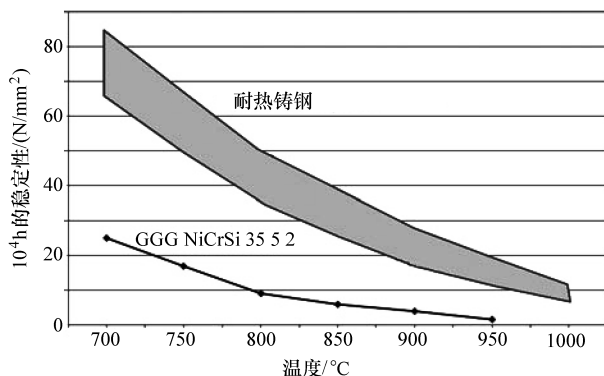


图 14.3 汽油机涡轮增压器的轮机壳体材料的稳定性（来自 [1]）

为了减小涡轮机壳体的重量和热惯性，应该尽量使壁厚减薄。这样对发动机冷起动过程中催化器的快速起燃是有利的，从而也可以显著地改善车用发动机的废气排放。对此，在参考文献 [1] 中介绍了一种金属板涡轮机壳体结构（图 14.4），它由若干个冲压而成的金属板构成，这些金属板相互之间焊接在一起。这样的涡轮机壳体可以制成双层壁面型，空气间隙可以起到隔热作用。

相比砂型铸造的高镍合金 D5S 涡轮机壳体，另外一种替代工艺是精密铸造的涡轮机壳体，其壁厚因此可以减薄 50% 以上^[1]。精密铸造的涡轮机壳体都可以采用奥氏体铸钢来制造，因此，通常能适用于 1050℃ 的涡轮机入口温度。

为了避免船舶上的机舱发生火灾，船用发动机涡轮增压器的涡轮机壳体的表面温度不能超过一定的值，根据 SOLAS 公约（Safety of Life at Sea），海事应用的表面最高允许温度为 220℃。对此，要么给涡轮机壳体罩上一层隔热材料，或者使用水冷的涡轮机壳体（图 14.5）。



图 14.4 带金属板涡轮机壳体的乘用车涡轮增压器（来自 [1]）

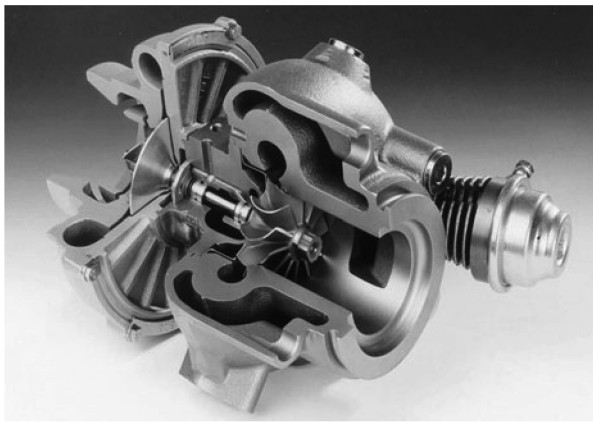


图 14.5 海事应用的水冷涡轮机壳体的涡轮增压器 K27，博格华纳涡轮增压系统

在海事应用中，柴油机通常都采用涡轮增压器，其涡轮机入口温度通常不能超过 660℃，而现今汽油机涡轮增压器的涡轮机入口最高温度能达到 1050℃，因此，如前所述，涡轮机壳体一般采用铸钢作为涡轮机壳体材料。参考文献 [14] 介绍了一台 1.6L 汽油机采用带水冷的、铝制的涡轮机壳体的涡轮增压器（图 14.6）。

通过水冷，可以使用铝材料来代替铸钢，从而可以使得结构复杂一些，而复杂的结构对铸造技术来说是不成问题的，而这除了可以降低材料成本，即用铝替代铸钢，也使得整个制造成本有所降低。而这可以延伸出其他方面的优势：在涡轮机壳体中由冷却水所带走的热量属于发动机热管理的范畴，由此可以在发动机冷起动时改善废气的质量。对此，在参考文献[14]中试验所用的发动机，还有集成在缸盖上的排气歧管，清楚地表明了乘用车用汽油机增压器的一种发展趋势。

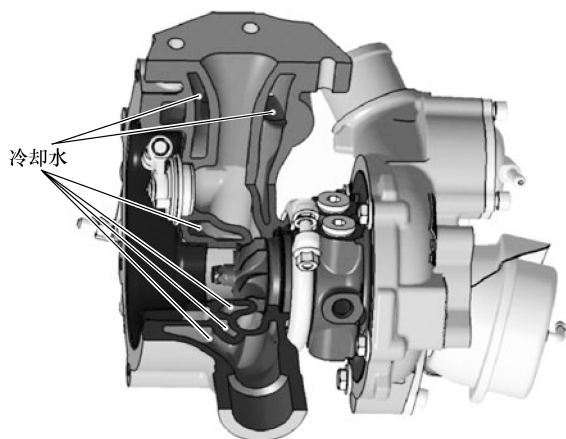


图 14.6 乘用车用汽油机涡轮增压器，带水冷的、铝制涡轮机壳体，博格华纳涡轮增压系统 KP39（来自[14]）

(3) 包容性试验 在压气机或者涡轮机叶轮发生破裂的情况下，破裂的部分不允许击穿压气机或者涡轮机壳体。对此，在规定的包容性试验中，涡轮增压器的转子被加速到如此高的转速，一直到叶轮出现破裂。接着再根据包容安全性来对壳体进行评估。破裂转速要比最大允许转速高 50% 以上。

(4) 轴承壳体（中间体） 轴承壳体支承着涡轮增压器的工作叶轮，并含有润滑油供给通道和流出通道，以及可能还有轴承壳体用的冷却通道，同时还与压气机壳体和涡轮壳体一起起着密封轴的作用以及隔热的作用（见图 14.1）。

在涡轮机和轴承壳体之间存在着很高的温度梯度。为了避免太多的热量渗透到涡轮机一侧的轴承中，从而可能导致润滑油产生积炭，一方面在涡轮机叶轮背面安装隔热罩（见图 14.1），这样可以尽可能地避免热的废气与轴承壳体的接触。另一方面，由结构设计上能够达到的最大热传导路径，也可以尽可能地对涡轮机一侧的轴承座进行隔热。

对于汽油机涡轮增压器，一般都采用水冷的轴承壳体（图 14.1 和图 14.7）。

发动机运行时，轴承壳体被集成到发动机冷却循环系统中。在发动机停止运转后，被隔绝的热量通过一个专用的小型冷却循环而散发掉，而冷却循环系统则由一个电子调温式电动水泵来驱动。

为了密封轴承壳体，在转子轴的槽中布置一个（在轴承壳体中牢靠地紧固的）轴环（见图 14.1）从而形成迷宫式密封，这样一方面阻挡涡轮机中的热的废气，另一方面避免轴承壳体中的润滑油泄漏。

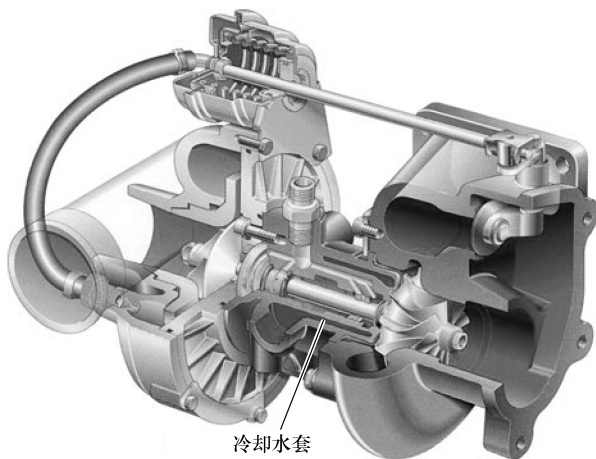


图 14.7 带水冷的轴承壳体汽油机用放气阀式涡轮增压器
(来源：博格华纳涡轮增压系统)

14.2.2 转子轴

(1) 压气机叶轮 对于大批量生产的乘用车用发动机以及商用车发动机用涡轮增压器的压气机叶轮，始终优先考虑的是采用可浇铸的铝合金。同时，其允许的最大圆周速度大约是 550m/s 。结构上要尽可能地避免应力集中，如从叶轮背部到轮毂的加强，可以允许更高的圆周速度。

压气机叶轮有 10~12 片叶片，出于效率的考虑，现今一般都采用叶轮出口叶片后弯的形式 ($\beta_2 < 90^\circ$)。同时，也可以每隔一个叶片，将叶片入口边缘弄短，也即所谓的分流叶片（见图 5.15）。这种结构形式可以采用相对较多的（总的）叶轮数，从而起着较好的导流作用，同时又不会减小叶轮入口处的自由流通截面积。现今，更多地使用由特殊的铝合金切削制造的压气机叶轮。叶轮几何尺寸由此会更均匀，从而可以减小可能的脉动噪声。当对其磨损要求更高时，例如在使用低压废气再循环（见 13.3.1 小节）时，可以对压气机叶轮进行相应的涂层处理。

尤其是当发动机在频繁的周期性交变负荷下运行时，铝材料的潜力将不足以满足最高的要求，现今压气机叶轮已经采用钛或钛合金铸造或者切削而成。钛的密度大约是 4.5g/cm^3 ，虽然其密度比铝的密度 (2.7g/cm^3) 要大，但是其强度也明显高于铝。

(2) 涡轮机叶轮 涡轮增压器的涡轮机可以是轴流式涡轮机或者径流式涡轮

机。在轴流式涡轮机中，流体只能从轴向流经叶轮。而在径流式涡轮机中，流体向心地沿径向从外向内流入，而沿轴向流出（图 14.8）。

涡轮机叶轮直径不超过 200mm 时，基本上只选用径流式涡轮机。配置相应的涡轮增压器，发动机功率（每个增压器）可以达到 1300kW。涡轮机叶轮直径在 300mm 以上时，基本上只采用轴流式涡轮机。

在同样的叶轮直径下，大型的轴流式涡轮机在效率上比径流式涡轮机占有优势，因此，在实际中在中速和低速大型柴油机的涡轮增压器中只应用轴流式涡轮机（见 14.3 节）。对于小型的和最小的涡轮增压器（叶轮直径 < 200mm），一般情况下都是车用发动机的涡轮增压器，其涡轮增压器的涡轮机设计成径流式，这是因为这样的结构尺寸在效率上比轴流式涡轮机有优势。这一方面是在结构设计上，轴流式涡轮机的叶轮和壳体之间必要的间隙（冷间隙）不能减小到确定的、绝对的最小值，当叶轮直径很小时，间隙就会变得相对较大，而这相应地会对涡轮增压器的效率产生不利的影响，进而影响发动机的效率。另一方面，轴流式涡轮机中流体流经叶栅时，在叶片的顶部与根部附近的叶片截面总是有（绝对的）分层厚度与（不希望的）二次流动叠加，这个厚度相对越大，叶片（绝对的）长度就越短，从而造成涡轮机效率的下降。尽管如此，直径相对较小的轴流式涡轮仍有其应用空间，如轴流式涡轮机紧凑的结构形式使得其在发动机上的安装可以节省空间，从而可以作为商用车涡轮复合增压发动机（见图 11.27 和图 11.28）上的动力涡轮机使用。

而接下来的描述只针对径流式涡轮机。

涡轮机叶轮是废气涡轮增压器中承受热负荷、机械负荷最大的零部件，因为涡轮机叶轮除了要受到由于涡轮机入口处很高的废气温度而产生的很大的热负荷外，还要受到由于很高的圆周速度而产生的很大的机械负荷（离心力应力），而后者随圆周速度平方的增加而增大。

现今，对于涡轮机叶轮的几何尺寸，出于效率的原因，优先采用带有延伸到叶片入口前缘的背盘和用 CFD 方法优化叶片轮廓的叶轮（图 14.9）。

现今，汽油机的废气温度高达 1050℃，这就需要采用铬含量较高的耐高温镍基合金来作为涡轮机叶轮的材料。其主要采用的是镍铬合金 713（Ni 73%，Cr 13%，质量分数）。在柴油机上，涡轮机前废气温度可达到 850℃ 左右，通常采用

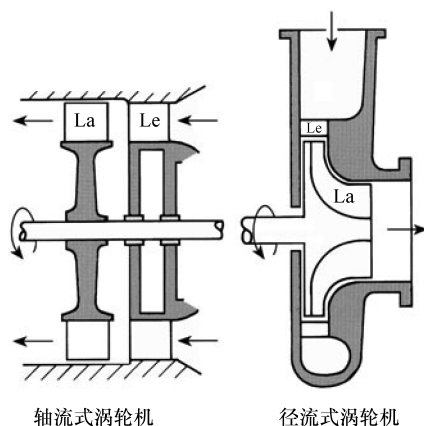


图 14.8 轴流式和径流式涡轮机中的流动方向（示意图）

La—叶轮，Le—导轮（来自 [3]）

镍基合金 GMR 235 (Ni 72%, Cr 15.5%, 质量分数)。

所有耐高温镍基合金都是在真空中熔炼并用熔蜡铸造法来浇铸而成。(浇铸而成的) 涡轮机叶轮通过摩擦焊接方法与(钢制的) 涡轮增压器轴相连接。

(3) 陶瓷涡轮增压器 伴随着直至今天越来越严格的排放法规, 20 世纪 80 年代车用燃气轮机曾经被认为可用来替代内燃机驱动车辆, 这是因为在燃气轮机的燃烧室中稳定燃烧产生的气体中有害物质的浓度, 特别是 NO_x 的浓度, 要比(当时的) 车用内燃机的低约 10%。燃气轮机与内燃机相比效率较低, 为了能将其效率至少提升到当时汽油机同样水平的效率, 涡轮机入口温度至少要达到 1350°C , 而这只能通过采用陶瓷涡轮机叶轮才能达到要求。金属涡轮机叶轮由于其结构形式(径流式涡轮机) 以及主要由于其较小的尺寸而不能采用内部冷却。氮化硅(SiN) 和碳化硅(SiC) 作为陶瓷材料, 由于在很高的高温下具有较好的热强度, 以及具有比耐高温的超合金更低的密度而引起人们的关注。而这些陶瓷材料和后来开发的所有其他陶瓷材料的最主要的缺陷在于其易脆断以及消除局部应力集中的能力。在各种情况下采用陶瓷材料的前提在于与陶瓷性能相适应的结构。此外, 还要避免壁厚突变和较大幅度的变化, 以及基于尽可能地使零部件只出现压应变而不出现拉应变的原则来进行结构设计。

由于涡轮增压器也可以视为燃气轮机的一种特殊形式(对此, 内燃机扮演着燃气轮机燃烧室的角色, 即提供热气体), 且大批量生产, 因此, 陶瓷燃气轮机的初始试验研究大多是在车用发动机涡轮增压器的基础上来进行的, 涡轮机叶轮用陶瓷材料来制造。然而, 即使采用陶瓷涡轮机叶轮的涡轮增压器的应用在当时也要达到增压设备原本的规定要求^[5,6]。根据陶瓷制造商 NGK 的报告, 其早在 1986 年就已经向日产(Nissan) 发动机有限公司提供涡轮增压器陶瓷转子了。

图 14.10 展示了 KKK 公司(如今为博格华纳涡轮增压系统公司) 的采用陶瓷转子的乘用车涡轮增压器的样件。同时, 涡轮机叶轮和转子轴制成了一个整体式陶瓷组件。陶瓷轴在其压气机侧的一端通过特殊的、适合陶瓷性能的夹紧连接与一根金属轴的轴端相连接, 而压气机叶轮可以用传统的方式安装到这根金属轴上^[5]。

后来, 逐步开始通过焊接或者通过特殊的过盈配合(轴-轮毂连接) 将陶瓷涡轮机叶轮与金属转子轴相连接, 与此有关的专利有很多。这样的轴-轮毂过盈配合一旦实现起来还是存在一些问题的, 因为作为合适的陶瓷材料, 热膨胀特性要明

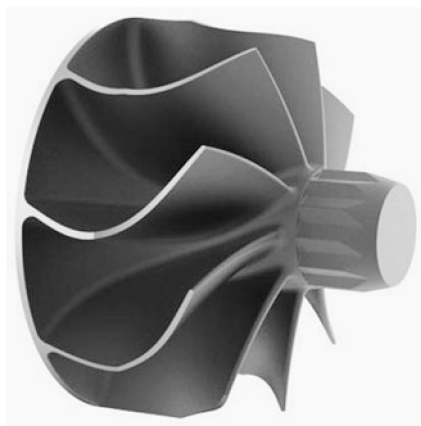


图 14.9 乘用车用发动机用涡轮增压器的涡轮机叶轮

(来源: 博世-马勒涡轮增压系统公司)

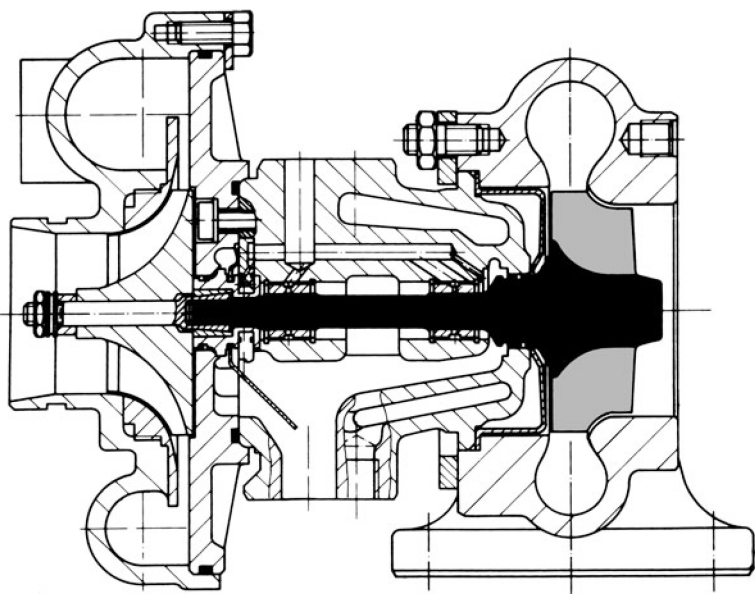


图 14.10 采用陶瓷涡轮增压机叶轮和陶瓷轴的乘用车涡轮增压器 (来自 [5])

显更小，比如 SiN 的 $\alpha = 3.2 \times 10^{-6}/\text{K}$ ，SiC 的 $\alpha = 4.5 \times 10^{-6}/\text{K}$ ，而钢的 $\alpha = 16 \times 10^{-6}/\text{K}$ ，镍铬耐热合金 713C 的 $\alpha = 15 \times 10^{-6}/\text{K}$ 。

在参考文献 [7] 中，通过涡轮增压机叶轮的陶瓷轴端首先将开了槽的过渡套筒滑移进来，然后到达制成轮毂样子的金属轴的轴端，由此可以实现能够传递足够转矩的过盈配合。由 4 个弧段构成的中间套筒采用热膨胀特性介于陶瓷轴端材料与金属轮毂材料之间的材料 (图 14.11)。图

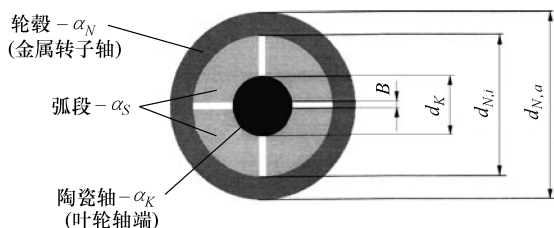


图 14.11 陶瓷涡轮增压机叶轮与金属转子轴之间的轴-轮毂连接 (来自 [7])

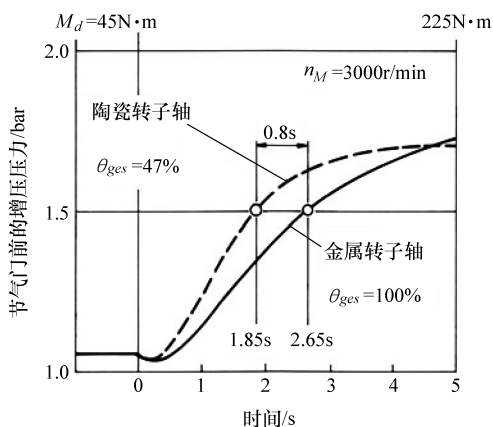
14.12 展示了一根以这种形式连接的转子轴，其涡轮增压机叶轮由 SiN 制成。

20 世纪 80 年代开始研发的陶瓷涡轮增压器主要追寻两个目标：一方面，要使得涡轮增压器能够承受 1230°C 的入口温度；另一方面，通过陶瓷材料相对较低的密度来降低涡轮增压器转子的极惯性矩，从而可以改善涡轮增压器的响应特性。由于与柴油机相比，汽油机废气温度基本上会更高，然而当汽油机上安装标准配置的三元催化器后，其废气温度不能高于 1050°C ，而超合金制成的涡轮增压机叶轮是肯定可以承受这样高的温度的。因此，对于陶瓷涡轮增压器来说，其优势也就仅仅在于其转子较低的极惯性矩。



图 14.12 乘用车涡轮增压器陶瓷涡轮机叶轮与按照 [7] 加工的金属转子轴的连接

对此,图 14.13 展示了在发动机试验台架上,当发动机在恒定的转速($n_M = 3000\text{r/min}$)下负荷从 $M_d = 45\text{N} \cdot \text{m}$ 突然增加到 $M_d = 225\text{N} \cdot \text{m}$ 时的增压压力形成过程。由此可见,陶瓷转子轴的极惯性矩只有金属转子轴的 47%,而采用陶瓷转子轴达到 1.5bar 增压压力的时间比采用金属转子轴达到的时间要快 0.8s。



为了达到较高的涡轮效率,现今的金属涡轮机叶轮结构非常复杂,而采用陶瓷材料出于强度的原因不可以采用复杂的结构。此外,陶瓷涡轮机叶轮的制造都相当昂贵。很关键的一点在于,因为陶瓷材料的损伤概率始终很高,从而很难保证其最低的使用寿命,陶瓷涡轮增压器如今实际上不再应用在车用发动机上。

(4) 钛铝合金叶轮 钛铝合金 (TiAl) 涉及钛和铝的金属间的连接。通常采用 γ -TiAl (以下简称 TiAl) 作为涡轮机叶轮的材料。其密度为 4.1g/cm^3 , 只有传统的涡轮机叶轮材料镍铬合金 713 C 密度 (7.9g/cm^3) 的一半左右,在废气温度不超过 750°C 时, TiAl 材料的强度和韧性比镍铬合金 713C 更有优势。

根据 MHI (三菱重工有限公司) 的报告, MHI 是第一家批量生产涡轮增压器 TiAl 涡轮机转子的公司。参考文献 [8] 对配置 TiAl 涡轮机转子的涡轮增压器在 2.5L 柴油机上的应用进行了论述。与配置传统的镍铬合金 713C 涡轮机叶轮的涡轮机转子相比, TiAl 涡轮机转子的极惯性矩减小了 32%, 从而改善了涡轮增压器的响应特性,测得的增压压力达到 1.6bar 的时间快了 8%。

在此期间,通过对 TiAl 涡轮机叶轮进行特殊的涂层处理以及表面处理,而成

功地抑制了在温度高于 $750 \sim 800^{\circ}\text{C}$ 时表面出现的氧化,从而将能承受的工作温度范围延伸到了 1000°C 以上^[15]。而在参考文献 [9] 中提到,IZOD 印地赛车系列赛的所有发动机制造商,从 2012 年起到 2016 年都将为其发动机配置博格华纳公司的新型 EFR (赛车专用) 涡轮增压器系列。这种专门为赛车运动研制的涡轮增压器系列除了配置经锻造和铣削的压气机叶轮之外,主要还有钛铝合金的涡轮机叶轮和陶瓷球轴承。对此,图 14.14 展示了摘自参考文献 [10] 的一个 TiAl 涡轮机叶轮,其几何形式仍然符合今天的普遍的发展趋势,即叶片间的叶轮背部并不是开放的(图 14.12),而是设计成盖板型的,从而改善了叶片间流道中的流体的引导,进而提高涡轮机的效率。

按照发展趋势,叶轮背部加装轮盘(压气机叶轮上也进行同样的处理),虽然增加了其极惯性矩,但可以通过使用密度较低的 TiAl 来降低极惯性矩。因此,正如在任何情况下都需要考虑到此消彼长的影响参数一样,根据最佳的流体引导作用、零部件足够的强度以及最小的极惯性矩的需要,在这三者之间找到一个最优的折中。



图 14.14 博格华纳的 EFR 涡轮增压器系列的 TiAl 涡轮机叶轮 (来自 [10])

14.2.3 支承和润滑

现今,(小型的)车用发动机涡轮增压器的最高转速可以达到 $300000\text{r}/\text{min}$ 。同时,涡轮增压器的使用寿命应该与增压发动机的使用寿命相对应。商用车发动机使用寿命是到 10^6km 的行驶里程,此外,其涡轮增压器是车用发动机涡轮增压器中尺寸较大的一类,同时也是最大转速较低的一类。迄今为止,车用发动机涡轮增压器在实际应用中只使用滑动轴承,而滑动轴承也是最先被使用的轴承。而接下来也开始将在此期间个别厂家量产的滚动轴承应用在车用发动机涡轮增压器上。

原则上,涡轮增压器转子的支承需要一个径向支承,同时为了支承压气机叶轮

和涡轮机叶轮各自的轴向移动合成的自由的轴向力，还需要一个轴向推力支承。

(1) 径向支承（滑动轴承） 大多数情况下，径向支承为浮动衬套支承（图 14.15 上图和图 14.1）。对此，涡轮增压器轴支承在两个黄铜衬套中，黄铜衬套在轴承壳体中可以转动着支承，其转速是增压器轴转速的一半左右。两个支承处的润滑油供应则通过发动机润滑油循环来实现。这种浮动式支承调整时要注意避免轴和支承之间的固体接触。轴承间隙中的润滑油膜（只有百分之几毫米）除了起着润滑的作用外，还起着减振的作用，从而保证涡轮增压器轴轴轨的稳定性。轴和衬套之间的润滑油油膜厚度根据承载功能来设计，而衬套和轴承壳体之间的润滑油油膜厚度则根据支承的减振功能来设计。随着轴承间隙宽度的增大，减振效果增加，而承载能力下降。

滑动支承的另外一种结构是单衬套支承结构（图 14.15 下图）。（长的）衬套固定在轴承壳体中，润滑油从外部进行冲刷。外间隙则根据轴承的减振效果来专门进行设计。这样的结构形式可以缩短轴承间距，从而使得涡轮增压器的结构更加紧凑。

(2) 轴向支承（滑动轴承） 气体流经压气机叶轮和涡轮机叶轮时会产生轴向的气体力，其合成的力作用在涡轮增压器轴上，由轴向轴承（推力轴承）来支承。轴向轴承设计成所谓的楔形面轴承结构形式，并固定在轴承壳体中。两个紧固在轴上的垫片则作为推力面，而挡油片则避免过多的润滑油流向轴封（图 14.15）。

(3) 润滑（滑动轴承） 现今所有配置滑动轴承的涡轮增压器都集成到发动机的润滑油循环中。润滑油到达轴承壳体中时相应的油压是约 4bar，在轴承壳体中通过节流使得油压降到约 2bar，然后被输送到轴承的位置（见图 14.1 和图 14.15）。润滑油回油时压力消失，因此，回油所需要的流通截面积比输油的流通截面积要更大。此外，要求润滑油流回发动机曲轴箱的位置高于发动机润滑油油位。润滑油流量这样来计量：润滑油除了起到润滑作用以外，还能将轴承壳体中散发的相应的热量带走（冷却）。

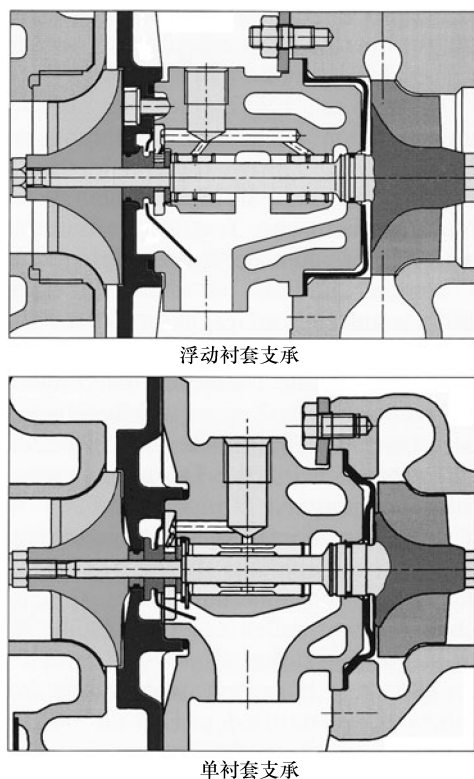


图 14.15 车用发动机涡轮增压器中滑动轴承的不同结构形式（来自 [3]）

(4) 球轴承 车用发动机增压器的球轴承一开始只用在赛车发动机上^[9]，在此期间，球轴承也逐渐批量地应用在乘用车的高级部件以及轻型和重型商用车发动机上。图 14.16 展示了霍尼韦尔公司采用球轴承的 GTB22VR 涡轮增压器。



图 14.16 霍尼韦尔公司的车用发动机 VTG 涡轮增压器 GTB22VR 用球轴承 (来自 [11])

霍尼韦尔球轴承系统的主要部件是球轴承筒 (图 14.17)。它由两个内置的用耐热轴承钢制成的轴瓦组成，轴瓦被压紧在一根精密轴上。球由陶瓷制成，并通过一个涂层处理的钢笼来保持球之间的隔离状态以及引导球的运动。用来制作球的陶瓷材料一般优先选用氮化硅 (Si_3N_4)。氮化硅除了在高温下仍然具有很高的强度以外 (为了符合“陶瓷性能”，球只能承受压力)，还具有在温度变化时依然有很好的稳定性、很好的耐磨性、较小的热膨胀、中等的导热能力以及很好的化学稳定性等优点。

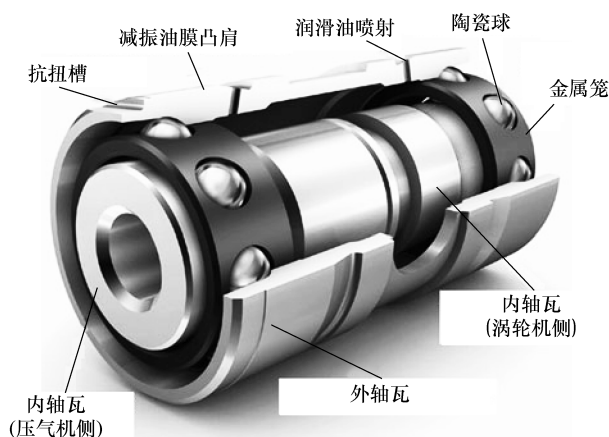


图 14.17 霍尼韦尔系统车用发动机涡轮增压器的球轴承筒 (来自 [12])

外轴瓦与内轴瓦一样，都由充分调质过的轴承钢制成。供给的润滑油起着润滑和冷却的作用，以及在外环的减振间隙中作为减振液而起着减振的作用，从而隔绝从叶轮传递到轴承壳体上的振动。因为采用了斜的球轴承，就不需要加装轴向轴承，这样可以缩短涡轮增压器轴，从而使得涡轮增压器的结构更紧凑。

球轴承与传统的滑动轴承相比，其主要的优势在于发动机在低负荷和低转速范围内更低的轴承摩擦。一方面，这个发动机运行范围对于大多数乘用车废气试验工况是至关重要的；另一方面，发动机或车辆的加速或者工况的变化大多从这个运行范围开始。涡轮增压器转子的摩擦较低时，转子转得更快。图 14.18 比较了滑动轴承和球轴承在发动机预热状态摩擦功率随涡轮增压器转速的变化情况。在这两种情况下，采用相同的压气机和涡轮机组件。

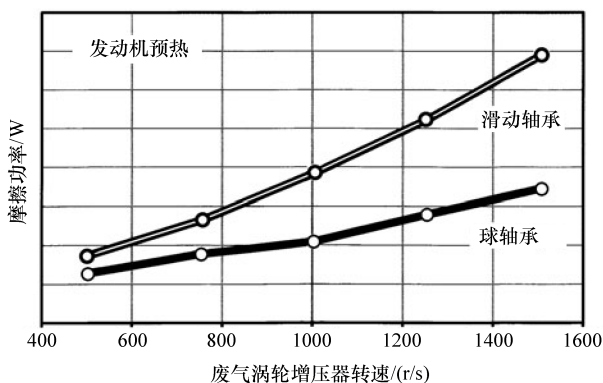


图 14.18 车用发动机涡轮增压器采用滑动轴承和球轴承时摩擦功率的比较 (来自 [12])

更小的涡轮增压器的摩擦功率意味着更高的涡轮增压器效率，从而油耗也更低。与滑动轴承相比，球轴承尤其是在冷起动时，具有更好的性能，图 14.19 很好地说明了这一点。对此，在所有情况下，在 -20°C 和 20°C 以及采用滑动轴承和球轴承，输送给涡轮增压器的涡轮机的废气能量脉冲都是一样的，采用球轴承时，涡轮增压器转速在两种温度下都更急剧地上升，并且达到更高的转速值，这是更低的摩擦的影响作用。在一台 2.2L 柴油机上，与涡轮增压器采用滑动轴承的运行条件下相比，球轴承会如何影响运行性能，对此，在参考文献 [11] (参考了文献 [13]) 中做如下几点说明。

1) 稳定运行工况：在 $n_M = 1500\text{r/min}$ 时，发动机转矩提高了 10%，(ISO) 炭烟排放则是相同的。

2) 在负荷突变到全负荷时，达到全负荷增压压力的时间缩短了：

- ① 在 $n_M = 1000\text{r/min}$ 时：时间缩短了 69%。
- ② 在 $n_M = 1500\text{r/min}$ 时：时间缩短了 41%。
- ③ 在 $n_M = 2000\text{r/min}$ 时：时间缩短了 3%。

- 3) 改善了油耗:
- ① 全负荷时油耗降低了 4%。
 - ② NEDC 试验循环下油耗降低了 2.5%。
- 4) 废气排放值 (在 NEDC 试验循环下):
- ① NO_x 减少了 8%。
 - ② HC 减少了 9%。

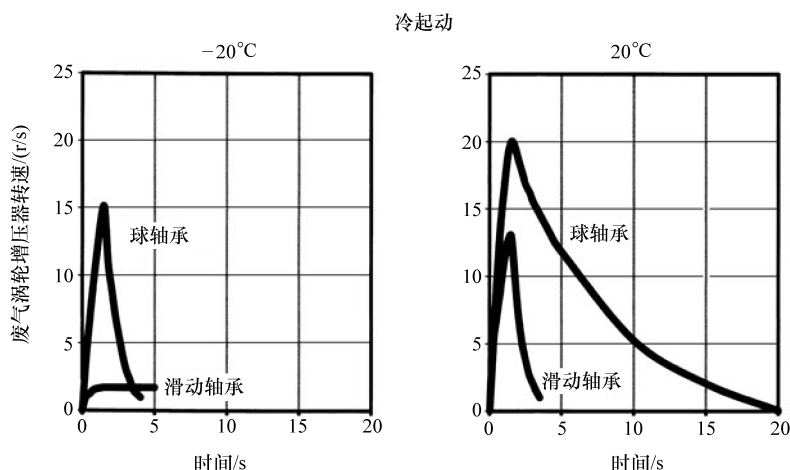


图 14.19 采用滑动轴承与球轴承的车用发动机涡轮增压器在冷起动时响应特性的比较 (来自 [2])

14.3 大型发动机用废气涡轮增压器

14.3.1 概述

对于大型发动机,也即气缸功率可达 1400kW 左右的中速四冲程柴油机和气缸功率可达 6000kW 的低速二冲程柴油机来说,废气涡轮增压器是一个特别重要的结构元件,并且主要由发动机的功率和效率以及发动机的结构和空间需求来共同决定。在基本结构和零部件制造方面,这种用途的废气涡轮增压器与一些大批量用在车用发动机上的涡轮增压器是有明显差异的。

对于用在车用发动机涡轮增压器上的压气机,通常采用径流式压气机,而且都采用有叶的扩压器(后置导叶栅),并且一般适用于尺寸较大的车用发动机涡轮增压器。

在涡轮增压器功率较低的范围内采用径流式涡轮机,从中等到最高的功率范围内采用轴流式涡轮机。曼(MAN)柴油机和透平公司配备径流式涡轮机的 TCR 结构系列涡轮增压器在应用到四冲程发动机上时,使用一个增压器对应的发动机最大

功率实际上覆盖了 760 ~ 6700kW 的范围，而配备轴流式涡轮机的 TCA 结构系列的涡轮增压器使用一个增压器对应的发动机最大功率覆盖了 5300 ~ 30000kW 的范围。

关于涡轮增压器转子的支承，除了在大型发动机涡轮增压器上主要使用的滑动轴承式内支承外，很久以前采用滚动轴承的外支承也起着很重要的作用（图 14.20）。不过，后者只用在涡轮增压器的轴流式涡轮机中。

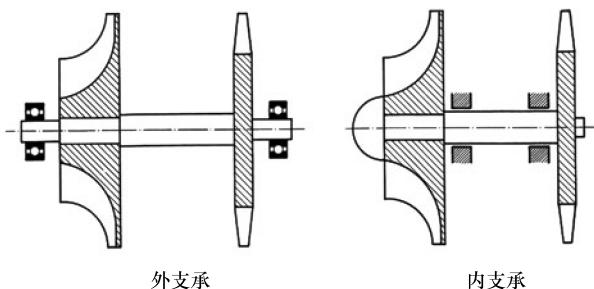


图 14.20 外支承和内支承的轴承布置原理图

车用发动机涡轮增压器对保养没有什么特别的要求，然而大型发动机的涡轮增压器必须根据给定的发动机主要运行情况，在一定的周期内用重油来进行清洗，为此，在涡轮机侧和压气机侧需要设计专门的清洗通道以及相应的辅助设备（见 14.3.6 小节）。

接下来，根据曼柴油机和透平公司涡轮增压器的结构系列 TCA（轴流式涡轮机，见图 14.21）和 TCR（径流式涡轮机）以及 ABB 涡轮增压系统公司的涡轮增压器来详细介绍大型发动机涡轮增压器。

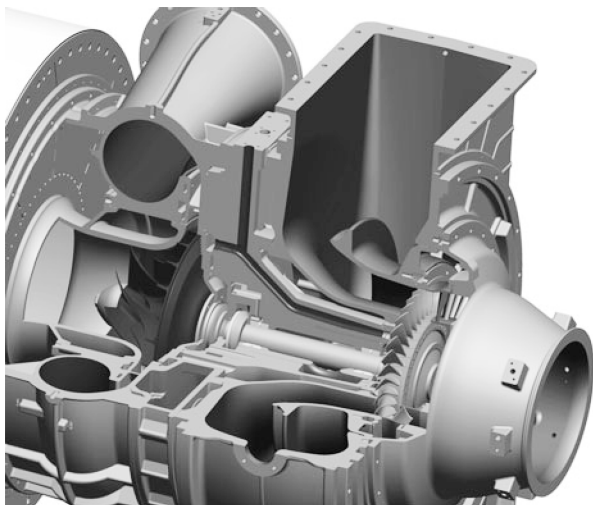


图 14.21 曼柴油机和透平公司的一台 TCA 涡轮增压器的截面图

14.3.2 压气机

图 14.22 为一个 TCA 结构系列的压气机叶轮。压气机叶轮现今通常设计成片状的、带后弯的叶片和分流叶片，也就是每隔一个叶片，就对叶片入口边缘的流动方向进行调整。



图 14.22 曼柴油机和透平公司 TCA 结构系列大型发动机涡轮增压器的压气机叶轮

压气机叶轮由锻造的铝块铣削而成，允许的叶轮圆周速度可达到 560m/s ，从而可以在不使用钛材料的情况下，使得压气机最大压比大于 5。通常在铣削的压气机叶轮上会发现在叶轮背部的内侧的叶轮之间与叶片一致的条痕，而这些条痕仅仅是由加工技术造成的。这些条痕对叶轮间流体的流动没有丝毫影响，从而也不会影响压气机特性场。

压气机扩压器是有叶的（导叶环），可以根据叶片的几何尺寸进行不同的造型设计，从而与增压器相协调，进而与给定的发动机相匹配（图 14.23）。毛坯件由球墨铸铁来制造，再通过铣削将导叶加工出来。导叶的造型也像叶轮的几何形状一样，基于 CFD 计算而得出，这都是为了提高压气机的效率，从而有利于当今大型涡轮增压器效率的提高。比如说曼柴油机和透平公司的 TCA 结构系列涡轮增压器的效率 η_{TL} 的最大值就可以达到 75%（图 14.24）。

（曼公司涡轮增压器的）压气机壳体用球墨铸铁制成，可以制成单出口或双出口的形式，后者可以用来供给只配备一台涡轮增压器的 V 形发动机的两根进气总管（图 14.25）。



图 14.23 曼柴油机和透平公司的 TCR 结构系列大型发动机涡轮增压器的压气机的导叶环

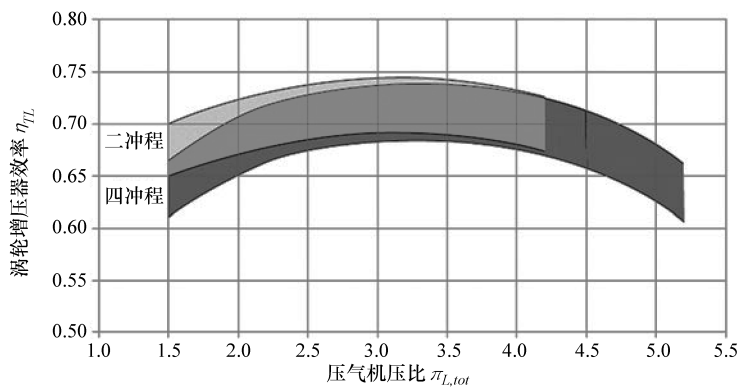


图 14.24 曼柴油机和透平公司的 TCA 结构系列涡轮增压器可达到的涡轮增压器效率

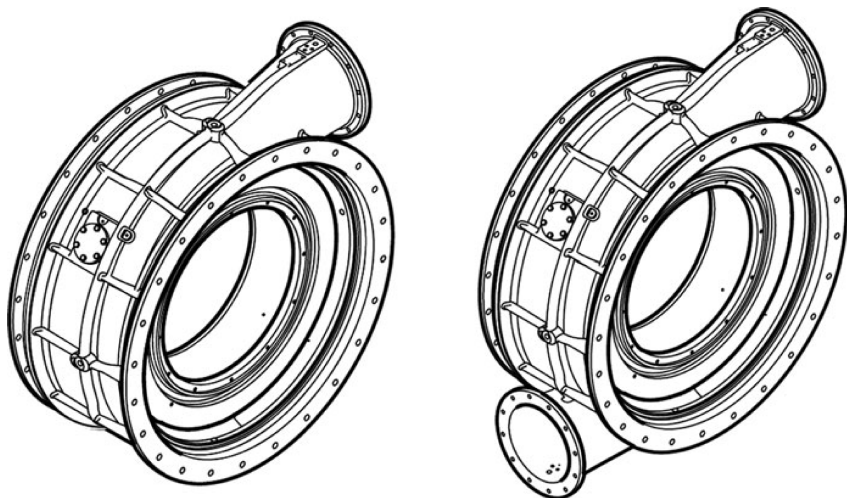


图 14.25 曼柴油机和透平公司的 TCA 结构系列带单出口或双出口的大型发动机涡轮增压器的压气机壳体

14.3.3 径流式涡轮机

大型涡轮增压器的径流式涡轮机的叶轮一般由耐高温的镍基合金用精密铸造的方法来制造，并用摩擦焊接的方法与转子轴连接在一起。图 14.26 展示了曼柴油机和透平公司的 TCR 结构系列涡轮增压器的一个涡轮机叶轮。



图 14.26 曼柴油机和透平公司 TCR 结构系列大型涡轮增压器径流式涡轮机的叶轮

这种涡轮增压器结构系列的涡轮机壳体由含 Si 和 Mo 的球墨铸铁来制造。通过导叶环（喷嘴环）的结构形式改进，（固定式）轮廓的叶片（见图 14.27），根据涡轮机自由流通截面积可以进行涡轮机与发动机的匹配。曼柴油机和透平公司的 TCR 结构系列径流式涡轮机与 ABB 涡轮增压器型号（见图 10.9）中的径流式涡轮机类似，都可以提供 VTC 版本。



图 14.27 对应于图 14.26 径流式涡轮机的导叶环

14.3.4 轴流式涡轮机

大型发动机涡轮增压器的轴流式涡轮机叶轮通常由叶轮盘，以及在叶轮盘周围以圣诞树根形式安装的相互独立的叶片所组成。

涡轮机叶轮盘承受非常高的离心力，而与叶片相比，其热载荷并不高。叶轮盘大多由高强度、耐高温的合金钢锻造而成，并与转子轴通过摩擦焊相连接（图 14.28）。而叶片则由镍基合金精锻加工而成。各个相互独立的叶片的（铣切成型的）圣诞树状的根部嵌入到（铣切成型的）圣诞树沟槽状的叶轮盘，并通过锁止

单元防止侧向（轴向）移动（图 14.29）。而叶片与叶轮盘间的紧固连接则通过运行状态下的高离心力来实现。

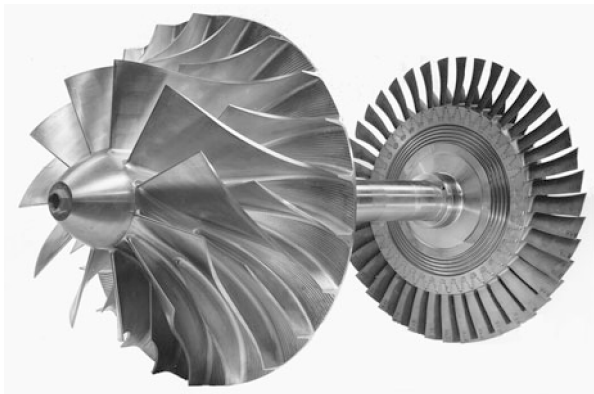


图 14.28 曼柴油机与涡轮机公司的 TCA 结构系列轴流式涡轮增压器的转子轴



图 14.29 圣诞树状根部的涡轮机叶片，装入（按照图 14.28 所示的）轴流式涡轮机的叶轮盘中

当今的叶片的几何形状是这样来造型的：至少在恒压增压时，通常可以舍弃以往必不可少的阻尼丝（用于叶片振动的阻尼），这有助于提高涡轮机的效率。

当要求采用阻尼丝时，从叶片顶部向内大约四分之一的叶片长度的位置可以看到，叶片被钻通穿孔，阻尼金属丝穿过这些孔（图 14.30），但金属丝与叶片并不是固定连接的，而仅通过变形来防止脱落。由于离心力作用阻尼丝紧贴在叶片孔

上，并通过摩擦作用降低叶片振动。而显而易见的是，阻尼丝原则上会对通过叶栅的气流以及涡轮机效率产生不利影响。

图 14.31 中显示的导轮是铸造而成的，且叶片轮廓是独特的。这与由金属薄板制成的叶片相比，导轮的流通性更好，而这可使得叶片的振动维持在较低的水平。如已在径流式涡轮机中得到应用的，可以通过叶片几何尺寸（叶片环的交换）的变化实现涡轮增压器与特定的发动机之间更好的匹配。此外，图 14.31 中所示的固定几何尺寸的叶片环可以替换成几何尺寸可变的，从而形成轴流式 VTG 涡轮机（见图 10.11）。

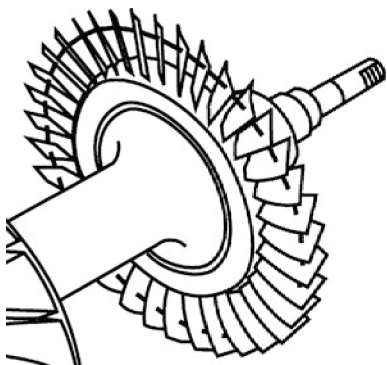


图 14.30 阻尼丝在涡轮增压器轴流式涡轮增压器的叶轮上的布置（来自 [2]）



图 14.31 轴流式涡轮增压器的导轮（喷嘴环）（对应于图 14.28）

TCA 结构系列涡轮增压器的涡轮机的入口和出口壳体是由球墨铸铁加工而成的，铸造时不进行冷却且与周围环境绝热。同时，此类大型发动机涡轮增压器的各壳体相互独立，如压气机入口壳体、压气机壳体、轴承壳体、涡轮机入口和出口壳体一般都是这样设计的：为了使转子轴能够互相随意旋转，每两个相互配合的壳体的凸缘角度（几乎）一般为 15° 或 30° ，而这也使得不同结构版本的涡轮增压器在发动机上成为可能。

为了介绍大型发动机涡轮增压器的结构尺寸和重量，图 14.32 中列出了 ABB 公司生产的最大的涡轮增压器——TPL-91B 型涡轮增压器的数据，其结构高度为 2390mm，重量则为 14300kg。这款涡轮增压器配置在低速二冲程柴油机上，且可能达到的最大发动机功率为 28000kW（单个涡轮增压器）。

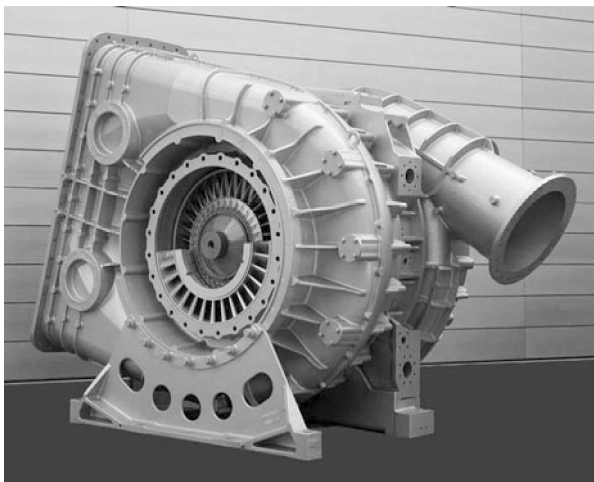


图 14.32 ABB 公司的 TPL-91B 型涡轮增压器，涡轮机叶轮视图以及涡轮机导轮（剖）视图

14.3.5 支承和润滑

14.3.5.1 内支承

与大多数大批量生产的涡轮增压器一样，大型发动机的涡轮增压器（不仅是径流式，而且是轴流式涡轮增压器）中内支承一般由两个滑动轴承和一个轴向轴承（推力轴承）组成，其中，滑动轴承承受作用在涡轮增压器转子轴上的径向力，而轴向轴承则主要承受作用在涡轮增压器转子轴上合成的轴向推力。图 14.33 中所示的是曼柴油机与涡轮机公司生产的 TCR 结构系列涡轮增压器轴承壳体中的两个全浮式支承的滑动轴承套和推力轴承盘，推力轴承盘在这款涡轮增压器结构系列中

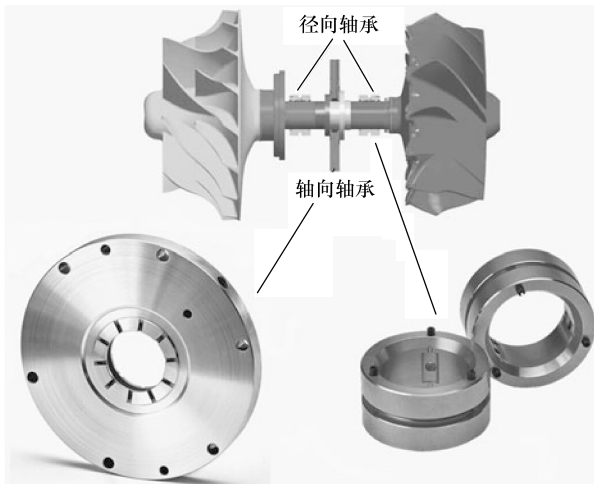


图 14.33 曼柴油机与涡轮机公司的 TCR 结构系列径流式涡轮增压器的径向轴承套和轴向轴承盘

布置在转子中部。

轴承壳体通常是由球墨铸铁制成的。

(1) 润滑油系统 通过图14.34来阐释采用内支承的轴流式涡轮增压器中润滑油系统的结构和工作方式。

涡轮增压器的润滑油系统与发动机中润滑油系统相连接。发动机在运行状态下润滑油的油压大约为2bar, 润滑油入口温度为40~70℃。在发动机起动前需要对其进行预润滑, 而涡轮增压器也一样(10~30min)。通常, 大型发动机的涡轮增压器也会配备安全和后润滑系统(16)。这个安全和后润滑系统是特别考虑到停机后涡轮增压器的后润滑, 这里除了涡轮增压器转子继续转动本来就具有的润滑功能外, 还包括轴承的冷却。发动机运行期间, 止回阀(11)是关闭的, 从

发动机润滑油系统(1)流出的润滑油经过减压阀(2)和止回阀(4), 并在系统压力作用下流向两个径向轴承套(7)和轴向轴承(6)。润滑油通过回流管(8)无压力地回流, 并流向润滑油油箱或曲轴箱(9)。在发动机(正常)运行状态时, 有很少一部分润滑油通过(封闭的)止回阀(11)中的旁通孔流入安全和后润滑系统(16)的润滑油油箱中。只要润滑油油箱内的油面高度还在溢流管口(15)以下, 那么润滑油油箱则为“无压力的”(即处于大气环境压力下)。一旦油面达到溢流管口(15)高度, 润滑油就会通过溢流管(15)流入轴承壳体。溢流管内布置了一个挡板(14), 这种设计自然是为了使更多润滑油通过(11)中的旁通孔进入润滑油油箱, 而使更少的润滑油回流到轴承壳体中。由此, 当润滑油油面高度继续升高时, 从而使润滑油油箱中存在的空气被压缩, 润滑油油箱内的润滑油压力也因此升高, 直到其达到轴承前的润滑油压力值。

在发动机停机或发动机润滑系统出现故障时, 发动机和涡轮增压器的润滑油系统中的润滑油压力会下降。由此, 安全和后润滑系统(16)的润滑油油箱旁的止回阀(11)开启, 而关闭润滑油通向涡轮增压器的止回阀(4)。首先润滑油在压

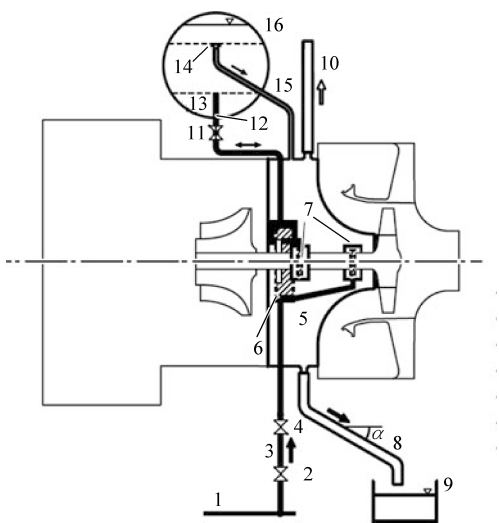


图14.34 曼柴油机与涡轮机公司的TCA系列采用内支承的轴流式涡轮增压器的润滑油系统示意图

- 1—发动机的润滑油系统 2—减压阀
3—涡轮增压器润滑油入口 4—止回阀 5—轴承壳体
6—轴向轴承 7—径向轴承套 8—润滑油回流管
9—润滑油油箱或曲轴箱 10—通气管
11—带旁通的止回阀 12—孔 13—润滑油油箱的输入管/回流管
14—挡板 15—溢流管 16—安全和后润滑系统

力作用下从安全系统和后润滑系统的润滑油油箱流向轴承处。一旦润滑油油箱中润滑油水平面低于溢流管口（15）高度，润滑油油箱内压力则会骤降，润滑油仅仅依靠重力作用流向轴承处。而一旦润滑油水平面低于润滑油油箱输入管或回流管（13），剩余的润滑油则仅能通过一个小孔（12）继续供给涡轮机侧的轴承。这里所说的安全系统和后润滑系统完全自动地停止。

（2）密封空气系统 一方面为了避免来自涡轮机中高温废气涌入轴承壳体内，另一方面为了避免来自涡轮机侧轴承内的润滑油进入涡轮机中并形成积炭，于是将压气机压力侧所谓的密封空气放出，并引向涡轮机侧的滑动轴承（图 14.35）。

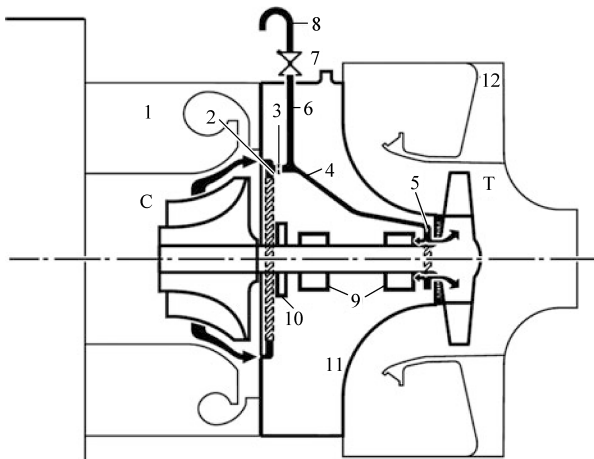


图 14.35 曼柴油机与涡轮机公司的 TCA 结构系列轴流式涡轮增压器中为
涡轮机侧轴承密封设计的密封空气系统示意图

- 1—压气机壳体 2—压气机侧的环形管道 3—挡板 4—密封空气管道 5—涡轮机侧的环形管道
6—补偿管道 7—止回阀 8—圆弧管路 9—轴承套 10—固定轴承 11—轴承壳体
12—涡轮机流出壳体 C—压气机叶轮 T—涡轮机叶轮

一部分在压气机中压缩过的空气从压气机壳体（1）流向环形管道（2）进入轴承壳体（11）内。这股密封空气流从此处开始通过一个挡板（3）进入集成在轴承壳体内的密封空气管道（4）中，并且引向轴承壳体内涡轮机侧的环形管道（5）。一部分密封空气从环形管道流出，经过止漏环（迷宫形）回到轴承壳体内，并在那儿抑制润滑油。而另一部分密封空气流流经涡轮机叶轮盘并进入涡轮机流出壳体（12）内，并在那儿阻挡废气的挤压。

在将涡轮增压器装配到四冲程发动机上时，可以在低负荷上使得压气机内出现负压，同时也使其后的密封空气管道（4）内出现负压。为了避免废气或润滑油由于负压渗入压气机，在这种情况下则会开启止回阀（7），外部空气通过圆弧管路（8）和补偿管道（6）被吸进密封空气管道（4）内。

14.3.5.2 外支承

涡轮增压器制造商 ABB 公司（1989 年以前称 BBC）从 1946 年就开始制造 VTR 系列的涡轮增压器。1946 年，以 VTR.0 系列为开端，时至今日已经发展到

VTR. 4^[16]。与其他轴流式涡轮增压器相比，其明显的特征差异是以球轴承作为外支承，且配备单独的轴承润滑油系统，而不依赖于发动机的润滑油系统（图14.36）。该结构系列的涡轮增压器主要安装在中速四冲程柴油机和低速二冲程柴油机以及燃气发动机上。配置单个涡轮增压器的发动机功率范围为700~18500kW。

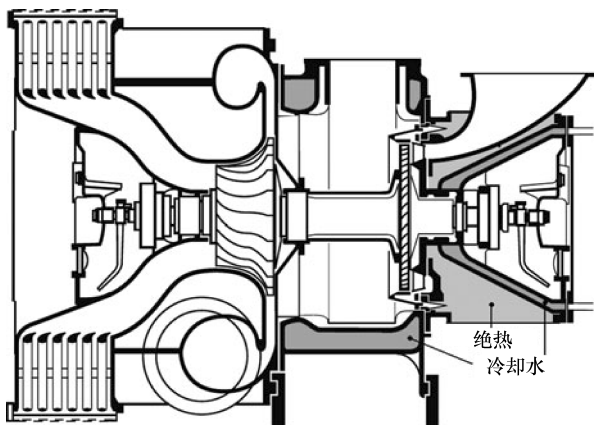


图 14.36 ABB 公司的 VTR. 4 系列，外支承的轴流式涡轮增压器示意图（来自 [17]）

此类外轴承的润滑油供给实际中结构上相同地位于压气机侧和涡轮机侧，对应于图 14.37。

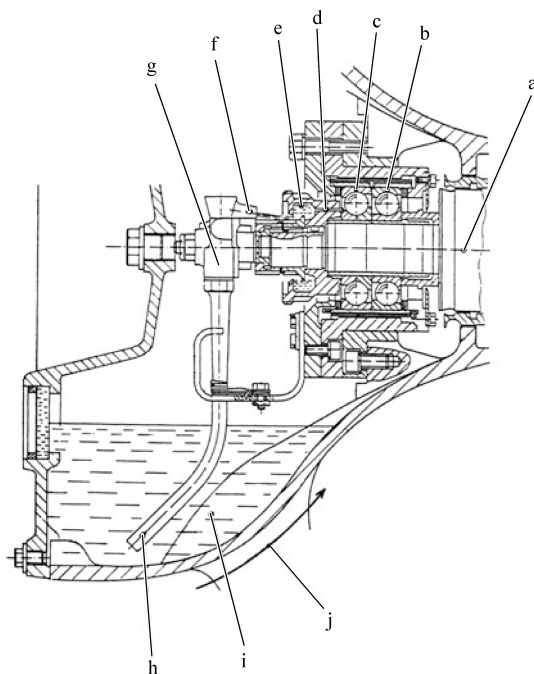


图 14.37 (图 14.36 所示的) ABB 公司的涡轮增压器压气机侧轴承的剖视图（来自 [16]）

a—涡轮增压器轴 b—斜的滚珠轴承 c—四点球轴承 d—润滑油流入孔 e—润滑油离心式滤清器
f—润滑油喷嘴 g—齿轮泵 h—润滑油吸油管 i—润滑油储油盘 j—进入压气机的空气

齿轮泵 (g) 由涡轮增压器轴 (a) 驱动, 通过润滑油吸油管 (h) 从润滑油储油盘 (i) 中吸入润滑油, 然后通过润滑油喷嘴 (f) 输送到机油离心式滤清器 (e) 中分离出有害的颗粒, 从滤清器出来, 再通过润滑油流入孔 (d) 进入到轴承处。在压气机侧, 储油盘内的润滑油通过环绕轴承壳体向压气机方向流动的空气进行冷却, 即图 14.37 中箭头 k。而在涡轮机侧, 为了润滑油的冷却, 轴承壳体外围有专门的冷却水套 (见图 14.36), 涡轮机入口壳体自身则无须冷却。涡轮机出口壳体 (图 14.36) 上设计冷却水套并不是用于零部件自身的冷却, 主要是保护其周围免受过热表面辐射。

与滑动轴承相比, 滚动轴承的优点在于更小的摩擦, 尤其是在低转速时, 这也使得在涡轮机功率 (二冲程发动机) 较低时也能容易起动废气涡轮增压器, 同时, 对润滑油需求量更低、润滑油热量更少以及可以不必预润滑。因为球轴承如斜的球轴承以及四点球轴承的设计不仅能够承载径向轴承力, 而且还能够承载轴向轴承力, 所以, 与滑动轴承相比, 不再需要单独的轴向轴承。

14.3.6 涡轮增压器清洗

(1) 压气机清洗 尽管有空气滤清器, 但是在发动机运行状态下压气机叶轮和扩压器的叶片上仍会出现沉积物和油膜。这类污染会降低压气机效率, 因此应该要消除掉。对此, 曼柴油机与涡轮机公司为其涡轮增压器系列产品提供了压气机湿式清洗装置。此外, 在全负荷状态下每约 30s 会将净水 (无任何其他添加物) 在压力下喷入压气机内。虽然主要是根据污染程度进行湿式清洗, 但是还是建议较多地采用每隔 150 ~ 200 个运行小时实施湿式清洗。

(2) 涡轮机清洗 在发动机运行过程中, 燃烧剩余物基本上沉积于涡轮增压器涡轮机导轮和叶轮的叶片上, 使用重油为燃料驱动时沉积量特别多。由于这些沉积物会降低涡轮机的效率, 并且还会导致不希望出现的叶片振动, 这类沉积现象必须在有规律性的时间间隔内进行有效消除。对此, 有涡轮机湿式清洗和涡轮机干式清洗两种方式以供使用。

1) 涡轮机湿式清洗 (图 14.38)。在发动机运行状态时, 净水 (无任何添加物) 在压力作用下, 通过清洁用水喷嘴 (3), 在轴流式涡轮机的涡轮机入口壳体 (4) 中或在径流式涡轮机的入口螺旋管处喷入涡轮机中。为了避免涡轮机叶轮遭受热冲击, 发动机应该运行在非常低的负荷状态下, 且涡

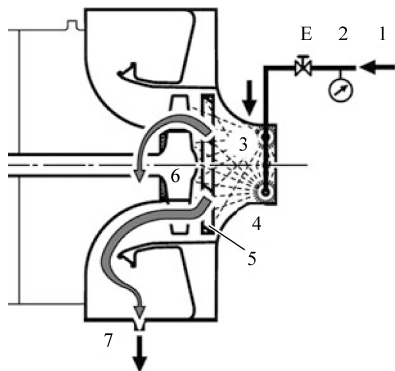


图 14.38 曼柴油机与涡轮机公司的大型发动机涡轮增压器的涡轮机湿式清洁系统

- 1—清洁用水 2—压力表 3—清洁用水喷嘴
4—涡轮机入口壳体 5—涡轮机导轮 (喷嘴环)
6—涡轮机叶轮 7—清洁用水泄流口
E—水关闭旋塞

轮机前排气温度应 $\leq 320^{\circ}\text{C}$ 。

水滴冲击导轮和叶轮的叶片，并清除其上黏着的沉积物。（被污染的）清洗用水通过涡轮增压器流出壳体中的泄流口（7）流出，并汇集到沉积罐中。当清洁用水从涡轮增压器排出时，大约10~20min以后清洗过程结束。涡轮增压器制造商推荐，一般每隔250运行小时进行一次湿式清洗。

2) 涡轮增压器干式清洗（图14.39）。作为湿式清洗的补充，也可以进行干式清洗。这种清洗方式的优点在于，即使在有规律的发动机运行状态下也能进行。当然应该在更短的时间间隔内就进行一次干式清洗，因为通过扫入的小颗粒只能冲刷相对较薄的沉积物层。因此，大多推荐每隔1~2天进行一次干式清洗。

小颗粒大多由磨细的坚果壳或活性炭组成，粒度大约为1.0mm（最大为1.5mm）。清洗过程对颗粒的需求自然要取决于涡轮增压器的尺寸大小。根据制造商要求，对于TCA88型涡轮增压器（每个此类涡轮增压器与最大功率29000kW的四冲程发动机相匹配），按照供应商要求为2.5L。

伴随压缩空气而扫入涡轮增压器入口壳体（7）的颗粒会随着被冲刷的污染物一起通过涡轮增压器出口壳体（8）排出涡轮增压器。

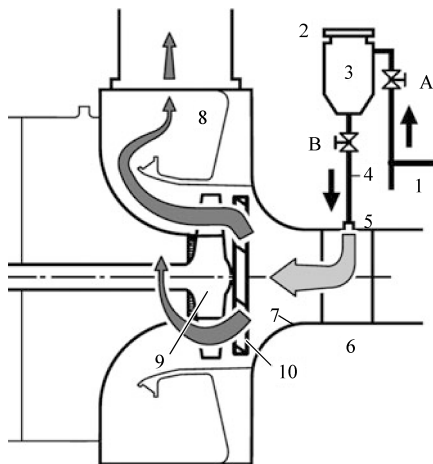


图14.39 曼柴油机与涡轮增压器公司大型发动机涡轮增压器的涡轮增压器干式清洁系统

- 1—压缩空气管路（压力5~8bar） 2—螺栓盖
3—小颗粒储藏室 4—小颗粒引导管路 5—连接法兰
6—转接器 7—涡轮增压器入口壳体 8—涡轮增压器出口壳体
9—涡轮增压器叶轮 10—涡轮增压器导轮（喷嘴环）
A—关闭旋塞（压缩空气） B—关闭旋塞（废气）

参 考 文 献

1. Simon V, Oberholz G, Mayer M (2011) Abgastemperatur 1050 °C – Eine konstruktive Herausforderung. BorgWarner Turbo Systems, bwts_library_105_106.pdf. Zugriffen: 11. Sept. 2011
2. Hiereth H, Prenninger P (2003) Aufladung der Verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag, Wien
3. Mayer M (2003) Abgasturbolader. Die Bibliothek der Technik, Bd 103, 5. Aufl. verlag moderne industrie, Landsberg
4. Mahle (2009) Schneller elektrischer Wastegate-Steller. MTZ 70(10):726
5. Engels B, Lingenauber R, Langer M, Weber W (1990) Keramische Rotoren für Pkw-Turbolader. MTZ 51(12):560–567
6. Kawase H, Kato K, Matsuhisa T, Mizuno T (1991) Development of Ceramic Turbocharger Rotors for High-Temperature Use. ASME Paper 91-GT-270
7. Heinrich U (2002) Untersuchung einer kraftschlüssigen Verbindung von Keramiklaufrad und Metallwelle in Kleingasturbinen. Dissertation TU Berlin
8. Ebisu M, Terakawa Y, Ibaraki S (2004) Mitsubishi Turbocharger for Lower Pollution Cars. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Tech Rev 41(1):40–41

9. BorgWarner Turbo Systems (2011) Neue BorgWarner Turboladerserie befeuert ab 2012 Motoren für IZOD IndyCar Serie. Aktuelles von BorgWarner Turbo Systems. <http://www.3k-warner.de/press/newsArticle.de>. Zugegriffen: 28. Sept. 2011
10. Fraser B (2010) BorgWarner EFR Turbochargers. Technical Training Guide, BorgWarner Inc, Nov 2010
11. Davies P, Marsal D, Genin E, Daguin F, Jeckel D (2010) Down-speeding and Upgrading a Product Line for US'07 Tier2 Bin5, EU5 & EU6. 15. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband, S 119–134
12. Bauer K-H, Balis C, Paja D, Davies P, Marsal D (2011) Serienproduktion von kugelgelagerten Turboladern in hohen Stückzahlen. MTZ 72(4):302–306
13. Marsal D, Davies P, Jeckel D, Tietze T, Lautrich G, Sommer A (2008) A new Turbocharger Bearing System as a further step to improve the overall TC efficiency. 13. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband
14. Becker H, Jörgl V, Scherrer F, Schmitt F, Gröger J, Stump L, Mehring J (2011) Application of a Turbocharger with Water-cooled Turbine Housing to a Highly Boosted 1,6l Gasoline Engine. 20. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Tagungsband, S 1339–1353
15. Donchev A, Schütze M (2008) Improving the oxidation resistance of γ -titanium aluminides by halogen treatment. Materand Corros 58(6):489–493
16. Jenny E (1993) Der BBC-Turbolader. Birkhäuser Verlag, Basel
17. ABB Turbo Systems Ltd (2011) ABB Turbocharging VTR. Produktbroschüre CHTUS-1240-1108-800-EN

第 15 章 增压发动机应用举例

15.1 摩托车用发动机

(1) 汽油机 现代摩托车的驱动用发动机几乎毫无例外地是四冲程自然吸气汽油机。气缸数从 1 到 6 不等, 至于气缸布置, 发动机则可以设计成直列、V 形或者对置型。除了赛车用发动机外, 二冲程发动机目前仅在小型摩托车(助动车)上还能找到, 因为二冲程发动机很难满足当今的排放和噪声法规要求。

目前市场上还没有带增压汽油机的摩托车投入量产。如果考虑到目前已经量产的摩托车用的自然吸气汽油机所能达到的功率和转矩峰值足以满足要求的话, 这种现象就变得很好理解了。如宝马最新一款顶级车型—旅行摩托车 K1600GT 和 K1600GTL, 其发动机的相应数据如下^[1]:

排量: 1649 cm^3

额定功率: $118 \text{ kW} @ 7750 \text{ r/min}$

最大转矩: $175 \text{ N} \cdot \text{m} @ 5200 \text{ r/min}$

由于相比乘用车, 摩托车的总质量更小和空气阻力更小, 所以采用自然吸气汽油机的输出功率和转矩时, 摩托车的加速性能非常好, 最高车速能达到或超过 300 km/h 。

尽管如此, 对于那些使用自然吸气汽油机的已量产摩托车, 在改装时可以配置废气涡轮增压。如在德国 Itzehoe 的 MAB 动力有限公司已经为川崎 (Kawasaki) Z1000 系列的量产摩托车配置增压发动机, 其原发动机参数如下:

结构类型: 4 缸直列发动机

排量: 1043 cm^3

额定功率: $101.5 \text{ kW} @ 9600 \text{ r/min}$

最大转矩: $110 \text{ N} \cdot \text{m} @ 7800 \text{ r/min}$

根据参考文献 [3] 介绍, 该发动机配备放气阀控制的废气涡轮增压器和增压空气冷却器。由此, 出现了川崎 Z1000 涡轮增压型摩托车。从图 15.1 中可以看到涡轮增压器以及增压空气冷却器的布置, 该发动机可输出 139.7 kW 的额定功率 (提升

了 38%)，最大转矩可达到 $166.3 \text{ N} \cdot \text{m}$ (提升了 51%)。

(2) 柴油机 长期以来，由柴油机驱动的摩托车的生产制造从未间断过。自 2009 年以来，荷兰法尔肯堡的 E. V. A 产品公司生产出了追踪者 (Track) T-800 CDI 型车型，即一款小型长途旅行摩托车，它由 Smart CDI 的废气涡轮增压柴油机驱动，见图 15.2 和图 15.3。



图 15.1 川崎 Z1000 涡轮增压型摩托车，MAB 动力有限公司改装版^[3]



图 15.2 追踪者 (Track) T-800 CDI 型摩托车，
配备废气涡轮增压柴油机 (来自 E. V. A. Products BV)

这是一款排量为 800 cm^3 ，采用高压共轨直喷技术的三缸柴油机，额定功率为 33 kW ，最大转矩为 $110 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。这款摩托车装配的连续可变传动 (CVT) 变速器同样令人印象深刻。

汽车和发动机公司一开始就相互协调地开发，就注定成就了目前转矩最强劲的，但也最贵的摩托车面市，该款 1.4L 涡轮增压柴油机摩托车由德国基尔的尼安

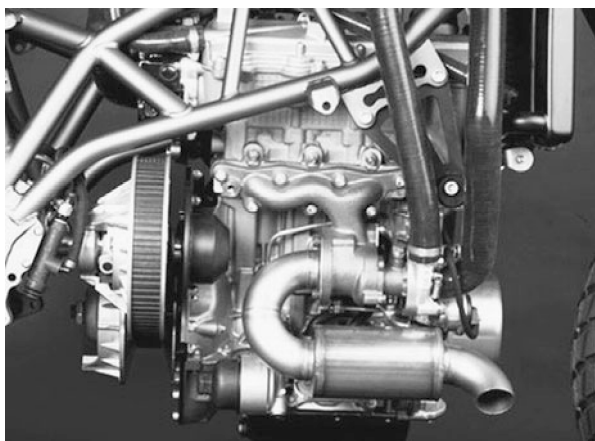


图 15.3 Track T-800 CDI 摩托车配备的 Smart CDI 柴油机视图 (来自 E. V. A. Products BV)

德 (Neander) 发动机股份公司生产^[4] (图 15.4)。



图 15.4 尼安德 (Neander) 1.4L 柴油机摩托车 (左) 和发动机 3D 图 (右) (来自 [4])

值得注意的这款发动机的结构 (见图 15.4 的右侧部分)。可以看到, 这是一款 2 缸四冲程直列发动机, 有两个对置的曲轴, 而且每个活塞通过两个平行布置的活塞销和两个连杆铰接在两根曲轴的各自曲轴上。而两个气缸的点火间隔为 360°KW (曲轴转角)。这种特殊的曲轴驱动方式使得发动机运行的振动极低。

这款发动机采用空-油冷, 采用高压共轨直喷技术, 带增压空气冷却器的放气阀控制的涡轮增压器。主要的性能参数如下:

排量: 1340cm^3

额定功率: $82 \text{kW} @ 4200 \text{r/min}$

最大转矩: $214 \text{N} \cdot \text{m} @ 2600 \text{r/min}$ (相应的 $p_e = 20 \text{bar}$)

当然, 废气质量应符合相应的法规标准。为此, 在涡轮机前安置了氧化催化

器，并且在涡轮机后还装有柴油颗粒过滤器（DFP），见图 15.5。



图 15.5 带增压系统和废气后处理系统的尼安德（Neander）柴油机摩托车用的 1.4L 柴油机

根据制造商介绍，这款摩托车从 0 到 100km/h 的加速时间可能只需 4.5s，而这自然首先要归功于对摩托车来说极高的 $214\text{N} \cdot \text{m}$ 的转矩。

15.2 乘用车用发动机

15.2.1 乘用车用汽油机

目前，乘用车用汽油机的开发通常都着眼于小型化的理念。像之前多次说明的一样，人们谈及的小型化指的是，发动机通过相对较小的排量，也许还有较少的气缸数，来达到所期望的发动机额定功率。而此时，为了所需的更高的发动机比功率（有效平均压力）就需要进行适当的高增压。与输出功率相同的自然吸气发动机相比，小型化发动机的摩擦损失功率的绝对值更小，这就意味着在与自然吸气发动机具有相同的发动机有效功率时，小型化发动机的机械效率更高，因而，发动机的有效热效率也会更高。另外，汽油机通常都采用量调节，小型化的汽油机在发动机特性场的相当大的区域内实现节气门全开运行，而同功率的自然吸气发动机只是沿着外特性曲线运行时节气门才是全开的，因此，小型化汽油机在这种情况下还会额外地提高有效热效率。

在多缸（如 8、10 或 12 缸）汽油机中，小型化可以是实现停缸的方案。即当发动机部分负荷时，部分气缸停止工作，则相应地，剩下的保留在工作状态的气缸

以更大的负荷工作，从而上述提到的小型化的优点得以体现。对于 4 缸发动机，由于实用性的原因（发动机运行不平稳），通过停缸实现小型化理念的转换是没有问题的，但也许减小排量更合适。

戴姆勒股份公司在 2011 年推出一款 M270 型 1.6L 4 缸直列汽油机，直喷、一级废气涡轮增压，且按照小型化的理念进行系统化设计^[5]，见图 15.6。

增压系统是如此设计的：可以允许涡轮机入口温度在高达 1050℃ 下也能工作。对此，为了降低高负荷工况时涡轮机的热载荷，可以尽最大可能地避免在浓混合气区运行（ $\lambda < 1$ ），而这对提高发动机效率也有积极的影响作用。

排气歧管（见图 15.7）是这样设计的：一方面气缸 1 和气缸 4 的废气，以及另一方面气缸 2 和气缸 3 的废气聚集到各自相应的歧管中，再导向涡轮机。只有在接近涡轮机前这两个歧管才汇聚到一个管路中，形成总的废气流，并流向涡轮机的单螺旋壳体中。根据 4 缸直列发动机最常见的点火顺序（1-3-4-2），点火间隔 ZAB 为 180°KW（曲轴转角），向同一歧管汇聚废气的两个气缸的废气脉冲间隔为 360°KW（曲轴转角），因此就不会出现相互干涉的现象。同样，一个气缸的排气过程不会被 180°KW（曲轴转角）之后才开始向另一歧管排气的气缸所干扰，而这通过上述排气歧管的设计显



图 15.6 带废气涡轮增压的 1.6L 4 缸汽油机，梅赛德斯-奔驰 M270 型（来自 [5]）

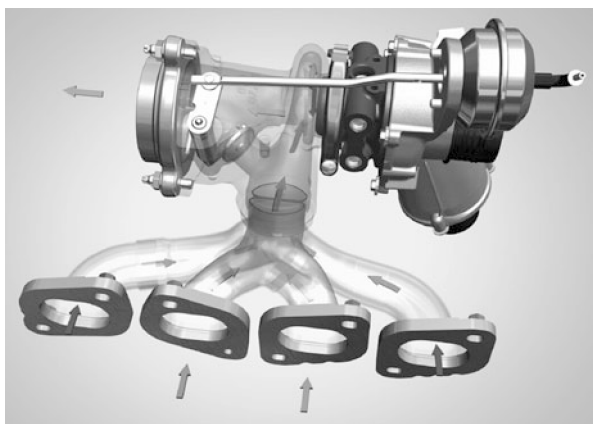


图 15.7 梅赛德斯 M270 型发动机的排气管路系统（来自 [5]）

然是可以做到的。

这款发动机可以提供两个功率级（90kW 和 115kW），在这两种情况下在 $n_M = 1250\text{r/min}$ 时已经达到最大转矩，并且可以保持到 $n_M = 4000\text{r/min}$ （图 15.8）。

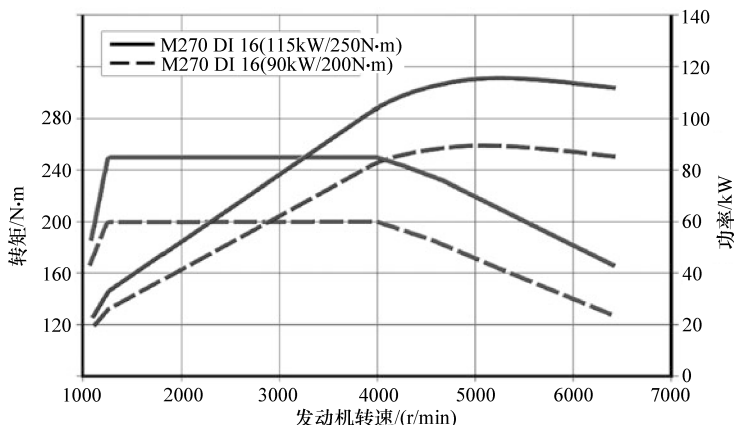


图 15.8 梅赛德斯 M270 发动机全负荷时转矩和功率随转速的变化（来自 [5]）

图 15.9 表明，相比 2.0L 4 缸自然吸气发动机 M266 和增压的 1.8L 4 缸发动机 M271，1.6L 4 缸发动机 M270 的响应特性更好。

在所有三种情况下，首先会出现一段转矩爬升过程，直到转矩达到相当于自然吸气发动机全负荷工况，这一过程几乎是突变的，当然，2.0L 自然吸气发动机 M266 变化最快。而 1.8L 其次，1.6L 增压发动机最后（图 15.9 中排量的影响）。但是，在两款增压发动机中，1.6L 发动机（M270）最先到达最大转矩（250N·m），根据参考文献 [5] 介绍，这主要是与经过优化后的涡轮增压器的极惯性矩更小有关。

废气涡轮增压的 1.6L 发动机

M270 的 NEDC 循环油耗比 2.0L 自然吸气发动机 M266 要低大约 13%，也就意味着 CO_2 的排放也有基本相同的降低幅度，这说明 M270 发动机完全符合小型化的要求。

作为小型化发动机的最少气缸数，3 缸发动机形式受到青睐，3 缸发动机在废

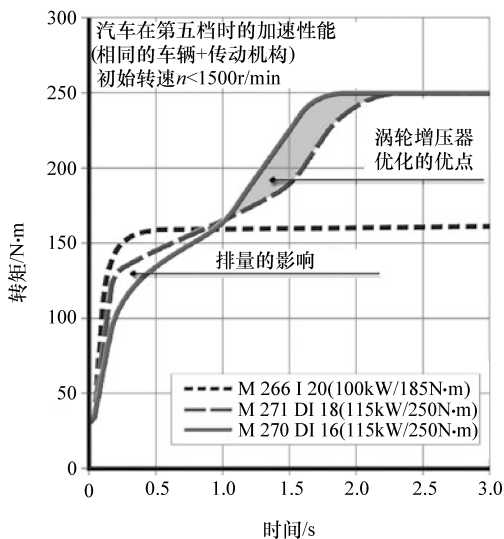


图 15.9 梅赛德斯-奔驰 M270 发动机与 M271 发动机和 M266 发动机在负荷突变时的涡轮增压器的响应性能比较（来自 [5]）

气涡轮增压时可以实现增压技术的优化,即三管脉冲增压(见9.1.1小节),并且能够很自然地实现涉及第一阶、第二阶(振动的)惯性力的平衡。图15.10为福特1.0L 3缸汽油机(*Ecoboost*,电动增压),该机采用一级废气涡轮增压,主要用于小型、中型乘用车上^[6]。

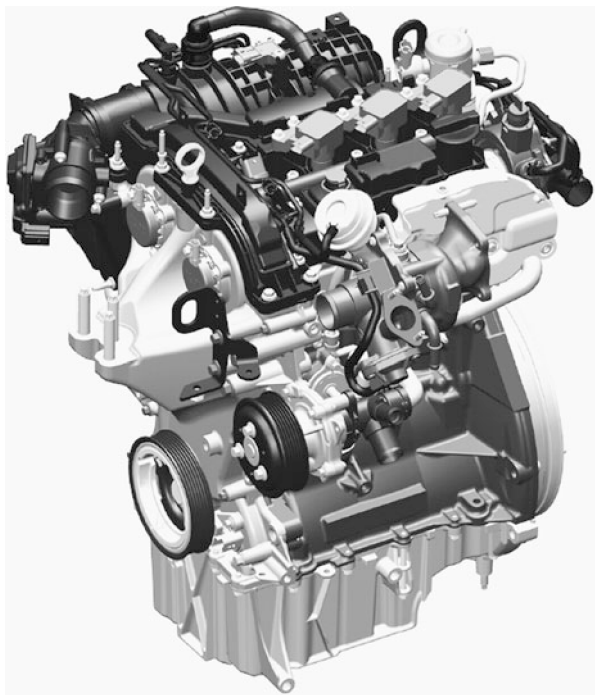


图15.10 福特(*Ecoboost*) 1.0L一级废气涡轮增压3缸汽油机(来自[6])

在这款发动机中,增压技术方面值得注意的是在气缸盖上集成的排气歧管(图15.11)。这种结构上的解决方案在两个方面有利于降低NEDC循环油耗。一方面,通过这一结构可以使发动机暖机阶段的时间更短;而另一方面,通过减小排气门与催化器之间排气管的(内)表面积,可以大大地缩短催化器的响应时间,从而不需要利用附加的燃料为催化器加热。此外,通过在气缸盖上集成排气歧管,几乎在整个发动机特性场范围内,可以避免为了零部件的冷却,尤其是涡轮机的冷却而加浓混合气,因为通过排气歧管在气缸盖上的水冷,涡轮机前方的废气温度已经可以保持在涡轮机可以承受的温度范围内。除了可以降低相关的油耗外,还可以避免在排气管系统中使用高镍含量的材料,这对降低成本是非常有利的。

综合其他发动机技术细节上的更改,最终使得这款发动机实现88kW/L的升功率,以及 $170\text{N}\cdot\text{m/L}@1500\sim4500\text{r/min}$ 的最大升转矩。作为比较基础,之前介绍的梅赛德斯M270发动机相应的升功率为72.1kW/L,最大升转矩为 $156.7\text{N}\cdot\text{m/L}@1250\sim4000\text{r/min}$ 。

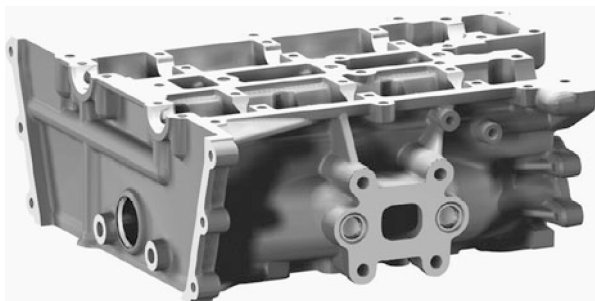


图 15.11 福特 (Ecoboost) 1.0L 一级废气涡轮增压 3 缸汽油机
集成排气歧管的气缸盖 (来自 [6])

以宝马 528i 系列乘用车上的宝马 2.0L 4 缸废气涡轮增压汽油机为例, 研究增压汽油机在高级乘用车上的应用^[7]。图 15.12 为这款以 TVDI 为标识的发动机。其中 T 表示涡轮增压, V 表示电控气门 (Valvetronic), 也即宝马的全可变配气驱动机构, DI 表示直喷。

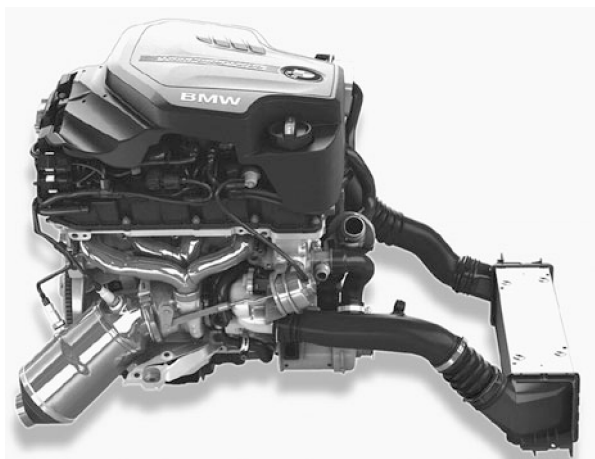


图 15.12 宝马 528i 配置的宝马 TVDI 2.0L 一级废气涡轮增压 4 缸汽油机 (来自 [7])

这款发动机增压技术上的设计特点在于排气歧管的造型以及其与涡轮增压机的连接。

与上面所描述的梅赛德斯 4 缸发动机 M270 类似, 一方面来自气缸 1 和气缸 4, 另一方面来自气缸 2 和气缸 3, 这两方面的废气分别汇聚在两个歧管中, 但是宝马 TVDI 发动机中这两个歧管中的废气流在进入涡轮机前一直都是分流的, 并分别经由双涡道涡轮增压机的不同涡道去冲击涡轮机。在图 15.12 中可以看到仍然裸露着的两个歧管, 而其在最后装配状态会被整体式的气隙隔层所包裹 (图 15.13)。

通过这两个歧管, 使得废气流在进入涡轮机前都是分开流动的, 这能有效地避

免排气间隔为 180°KW （曲轴转角）的两气缸间的排气过程的相互干涉，而且，气缸内的排气脉冲可以从涡轮机入口前直接冲击涡轮机叶轮而无须混合，显然后者可以获得很出色的低端转矩（*Low-End-Torque*）（图 15.14）：在 $n_M = 1250\text{r/min}$ 时就已经达到最大的转矩 $350\text{N}\cdot\text{m}$ （对应的升转矩为 $175\text{N}\cdot\text{m/L}$ ），而且一直可以保持到 $n_M = 5000\text{r/min}$ 。而在图 15.14 中用来进行比较的上二代 3.0L 6 缸自然吸气发动机，其最大转矩和低端转矩都要落后于 TVDI 发动机。

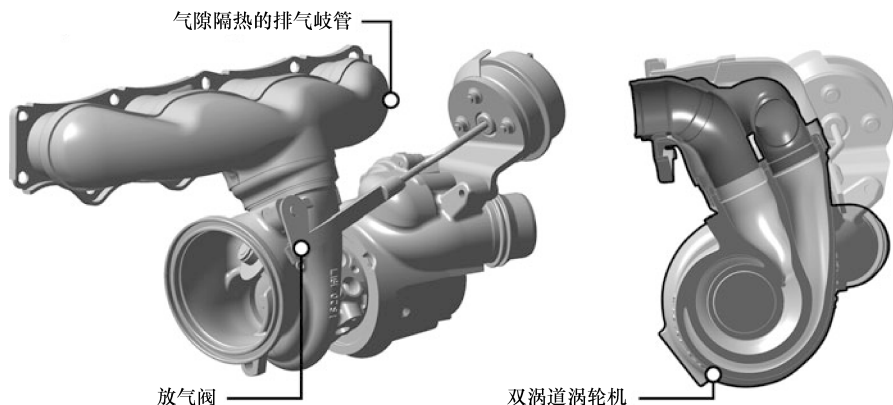


图 15.13 宝马 TVDI 发动机的排气歧管和涡轮增压器（来自 [7]）

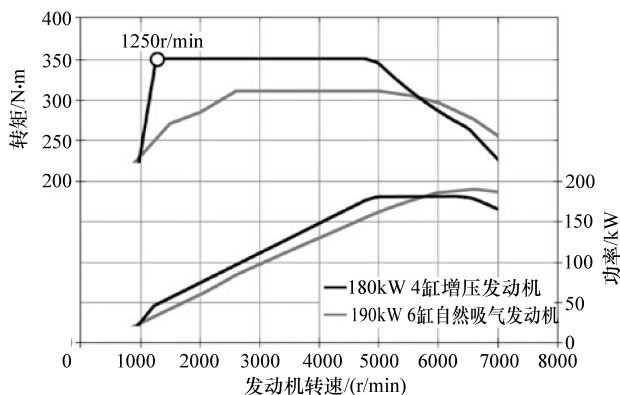


图 15.14 宝马 TVDI 发动机的特征曲线及与上一代自然吸气发动机的比较（来自 [7]）

图 15.15 表明，在全负荷加载（ $n_M = 1500\text{r/min}$ ）时，TVDI 发动机要比不带电子气门（Valvetronic）且以单涡道涡轮机代替双涡道涡轮机、而其他条件相同的另一款发动机更快地达到全负荷转矩。通过与其上一代的 2.0L 6 缸自然吸气汽油机的比较可以发现，在输出相同的实际功率时，TVDI 发动机的 NEDC 循环油耗要低大约 13%，而且显然也能满足现行的排放法规，这再次证明了小型化的优势以及间接地证明废气涡轮增压的优势。

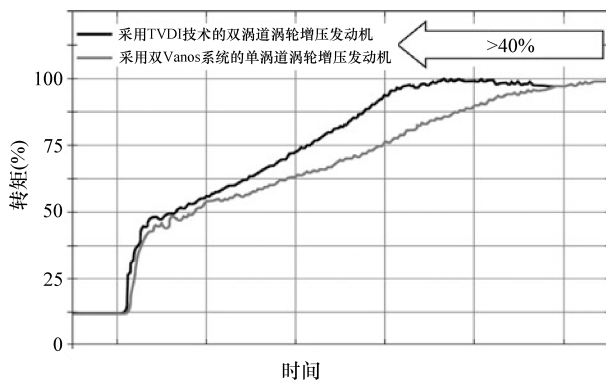


图 15.15 宝马两款不同的发动机在 $n_M = 1500\text{r/min}$ 时全负荷加载过程（来自 [7]）

为了开发 V6 发动机家族中顶级的汽油机，奥迪决定选择 3.0L V6 机械增压 TFSI 发动机（图 15.16），这款发动机配备伊顿公司的罗茨式增压器（见图 5.6），这款发动机装配在奥迪 S4 车型中，最大功率为 $245\text{kW}@5500 \sim 7000\text{r/min}$ ，最大扭矩为 $440\text{N} \cdot \text{m}@2900 \sim 5300\text{r/min}$ 。

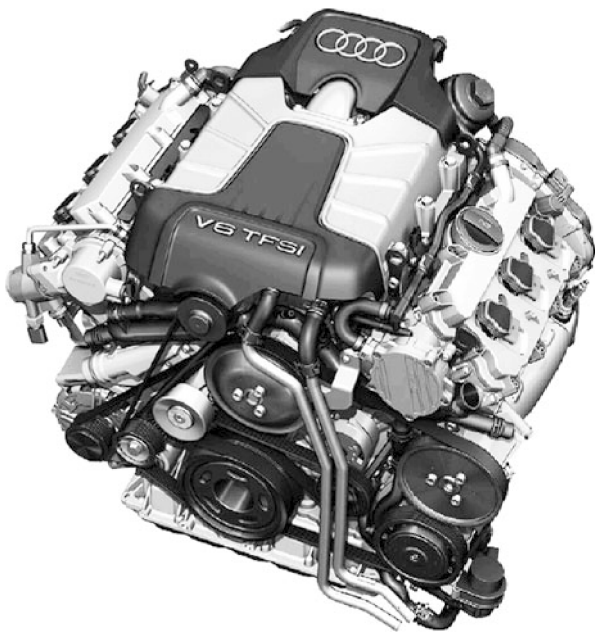


图 15.16 奥迪 3.0L 机械增压汽油机 V6 TFSI（来源：奥迪股份公司 [8]）

基于相同的基础发动机和相同的车辆，采用机械增压的发动机的响应性能比采用双涡轮增压器（二级废气涡轮增压器）更好，这也就促成了使用机械增压的决

定。机械增压为原型机（图 15.17）。

在这两种增压方案中，在节气门踏板完全打开时，可以看到，自然吸气发动机全负荷实际上几乎无延迟地到达进气管压力 1000mbar（相应于环境压力），而此后，在机械增压状态下，进气管压力继续快速增大，发动机转速也几乎按比例增加，而采用二级涡轮增压在相同的操作模式下缓慢地上升。

增压单元（图 15.18）由通过聚合 V 带轮驱动的伊顿增压器（带集成的旁通管路和两个平行布置的、分别连接 V 形发动机各个缸体的增压空气/水-增压空气冷却器所组成，增压单元拧紧在发动机的 V 形空间中（见图 15.16 和图 15.19）。而从两个增压空气冷却器流出的冷却液被引向车辆前端的低温水/空气冷却器。为此，需要一个电动水泵，通过控制装置进行相应的控制，并为冷却系统提供所需的冷却液流量。

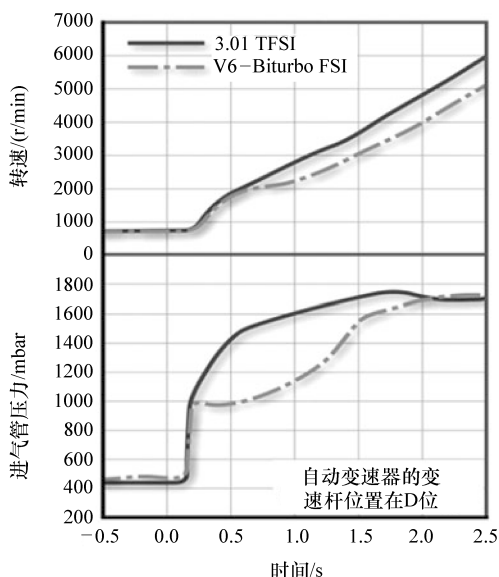


图 15.17 机械增压和二级废气涡轮增压在汽车全负荷工况加速过程中进气管压力和转速的变化曲线的比较（来源：奥迪股份公司 [8]）

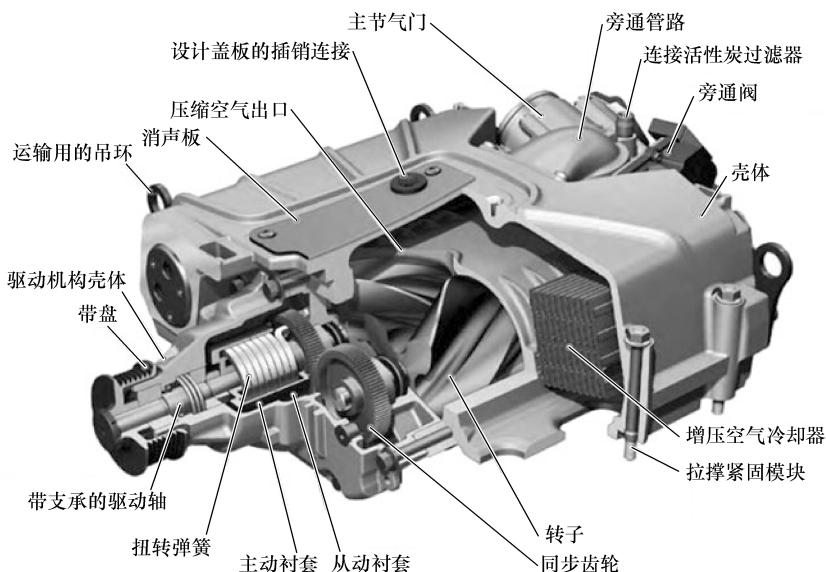


图 15.18 奥迪 V6 TFSI 的增压单元（来源：奥迪股份公司 [9]）

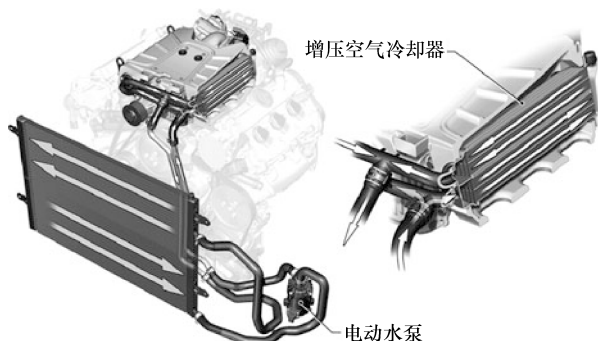


图 15.19 奥迪 V6 TFSI 的增压空气冷却系统（来源：奥迪股份公司 [8]）

增压单元小于 2L 的小的空气容积有利于快速建立增压压力，并因此改善这款发动机的响应特性。

如在 7.1 节中已经介绍过的，采用机械增压的发动机需要增压压力调节，如同前面的情况，通常也通过增压器上可控的旁通装置来实现。当旁通阀关闭时（图 15.20 下图），所有通过节气门的空气流都涌入增压器，并在增压器中被压缩后流向两个增压空气冷却器。而当旁通阀（部分）打开时（图 15.20 上图），在增压器

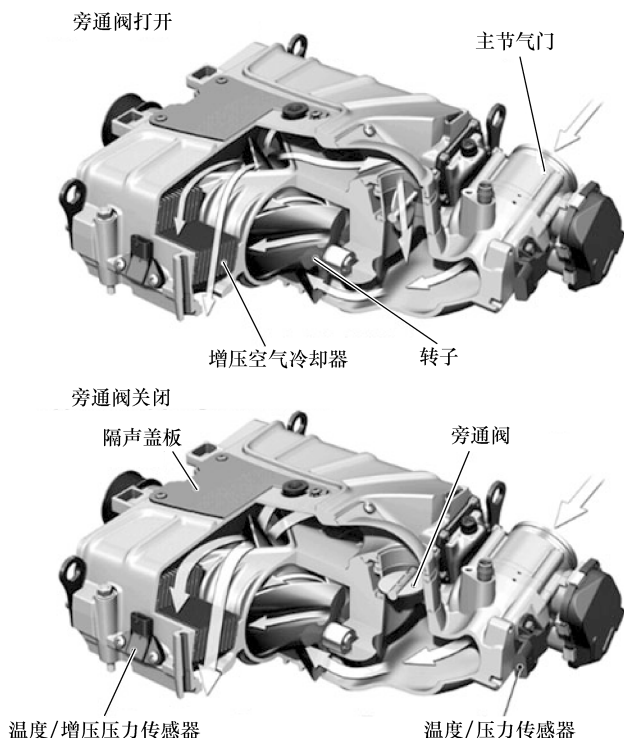


图 15.20 奥迪 V6 TFSI 发动机在旁通阀关闭和打开时增压单元内的流动状态（来源：奥迪股份公司 [8]）

压力侧出现的部分气流经过旁通阀回到增压器入口处，因此只有相对较少的空气流从外部流经增压单元，被压缩后最后能够进入增压空气冷却器中。

节气门也是增压系统的一个功能组件（图 15.20 中的主节气门），通常与其他功能组件不同，节气门布置在增压器之前，这虽然导致增压器进气侧出现真空度，且要求良好的轴承密封以防止润滑油被吸附到增压器中，但基本上也起到了降低油耗的作用。增压器前的节流作用即为降低空气密度，这也就减少了旁通质量流量，从而进一步，可以使得通过增压器的容积流量保持不变，因而，也就可以减少增压器驱动功率。

这款发动机的升功率为 81.8 kW/L ，最大升转矩为 $146.9 \text{ N} \cdot \text{m/L}$ 。

布加迪威龙 16.4 量产跑车所装载的 8.0L 发动机以 1001 马力（736kW）的功率无疑成为当时功率最为强劲的乘用车用废气涡轮增压汽油机。该款发动机有 16 个气缸，双 V 形布置，也就是说，8 个气缸在一个气缸体上以 VR 形布置（一体化气缸盖），而两个气缸体又以 V 形布置，且共用一根曲轴。

这款发动机配备四个平行驱动的、放气阀控制的一级涡轮增压器。其完全可以预见相当高的最大值：

功率：736kW（相应于 92 kW/L ）

最大转矩：1250N·m（相应于 $156.3 \text{ N} \cdot \text{m/L}$ ）

而如今装载在普通汽车上的配置一级增压器的汽油机，如在本节中已经提到的宝马 528i 车型中的发动机，也完全有能力达到上面括号内相应的升功率和升转矩的数值。

15.2.2 乘用车用柴油机

在很长一段时间里，尽管柴油机在油耗方面胜过汽油机，但由于比起汽油机，其比较低的功率密度（升功率），使得很多驾驶人认为柴油机不适合作为乘用车动力。相应地导致柴油机在乘用车领域的份额较低。

随着 20 世纪 80 年代初乘用车用废气涡轮增压柴油机的量产，这一现象得到改观，柴油机也借此开始有能力在功率密度方面冲击相关领域内的自然吸气汽油机（见图 15.21）。在这期间，德国乘用车市场上柴油机乘用车的份额达到了 40%，而西欧甚至达到了 50%。除了一直以来就存在的油耗方面的优势外，乘用车柴油机还具有非常诱人的转矩特性。而由于燃烧方式限制而产生的炭烟排放问题也随着柴油颗粒过滤器技术的广泛引入而被消除。同时，废气再循环也为满足 NO_x 排放法规做出了决定性的贡献。如果需要的话，还可以配置相应的废气催化装置（SCR 催化器），见 13.3 节。

相比自然吸气发动机，在进入气缸前经由废气涡轮增压得到的高压（增压压力）并不会与功率密度的上升成正比，而在使用废气再循环技术时，还要考虑换气过程中除了废气回流到气缸外，还要考虑进入气缸所需的新鲜空气量。

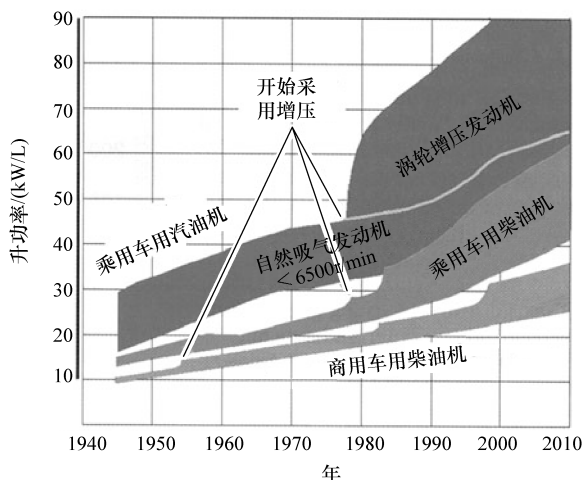


图 15.21 1945 ~ 1999 年间车用发动机升功率的变化，并展望 2010 年（来自 [10]）

在此期间，通过二级增压，乘用车用柴油机在升功率方面也能够挑战增压汽油机，而且柴油机还没有爆燃限制这一现象。宝马 535d^[13] 配置的 6 缸柴油机的升功率达到了 76.8kW/L，几乎等同于前面提到的奥迪 V6 TDI^[12] 的 77.5kW/L 的升功率值，可以以图 15.21 的数据作为参考依据。

在采用高压共轨技术的大众 2.0L 4 缸 TDI 发动机在大量的乘用车中得到应用之后，其应用领域也进一步扩大到轻型商用车（大众 T5 多用途厢式车）和假日改装车^[11]，可提供的功率级为 62 ~ 132kW（见表 15.1）。

表 15.1 大众 2.0L TDI 发动机的技术参数（来自 [11]）

发动机结构参数形式		采用高压共轨喷射技术的 4 缸柴油机			
排量	cm ³	1.968			
行程/缸径	mm	95.5/81			
压缩比		16.5			
涡轮增压		可变涡轮机尺寸		带放气阀的二级增压（双增压）	
功率	kW	62	75	103	120/132
最大扭矩	N·m	220	250	340	400
重量 (DIN 70020 - GZ)	kg	143		153	162

而上述两种功率最强劲的型号都采用可调二级废气涡轮增压（图 15.22）。

如图 15.23 所示的增压示意图，两个涡轮机均为固定尺寸设计，低压级涡轮机配置一个放气阀。为了调节增压压力，针对二级增压开发了基于模型的软件功能模块。由此，通过控制涡轮机旁通阀，使从最低的部分负荷区开始非常灵敏地调节增



图 15.22 带可调二级废气涡轮增压的大众 2.0L TDI 发动机

压压力成为可能，因此，运行过程也没有出现转矩波动现象。

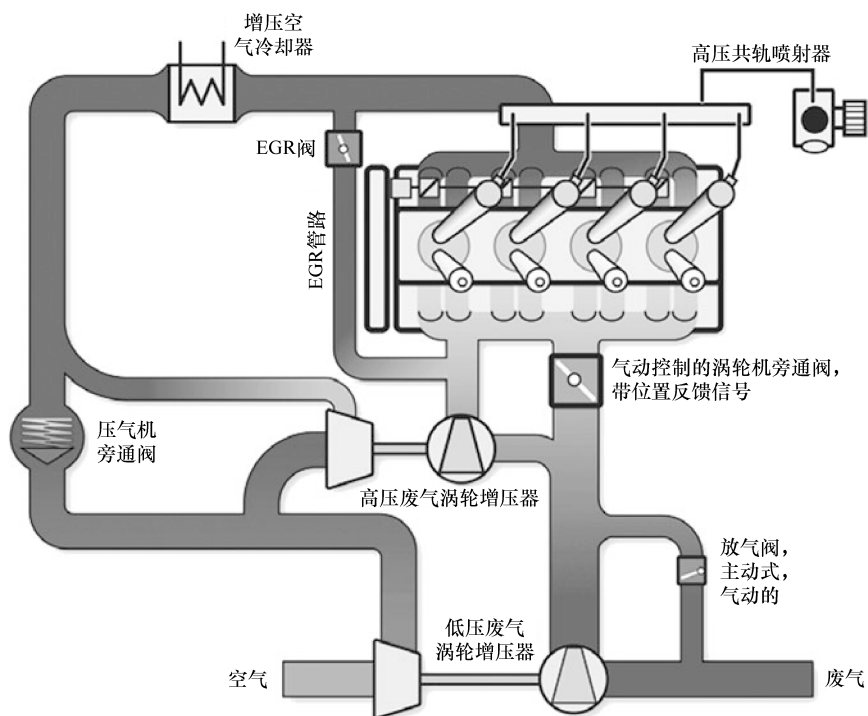


图 15.23 大众 2.0L TDI 发动机的二级增压示意图（来自 [11]）

图 15.24 所示为在发动机特性场中的比油耗，最优的比油耗为 $199\text{g/kW} \cdot \text{h}$ 。特性场中另外还标识了三个区域不同的增压压力调节策略。

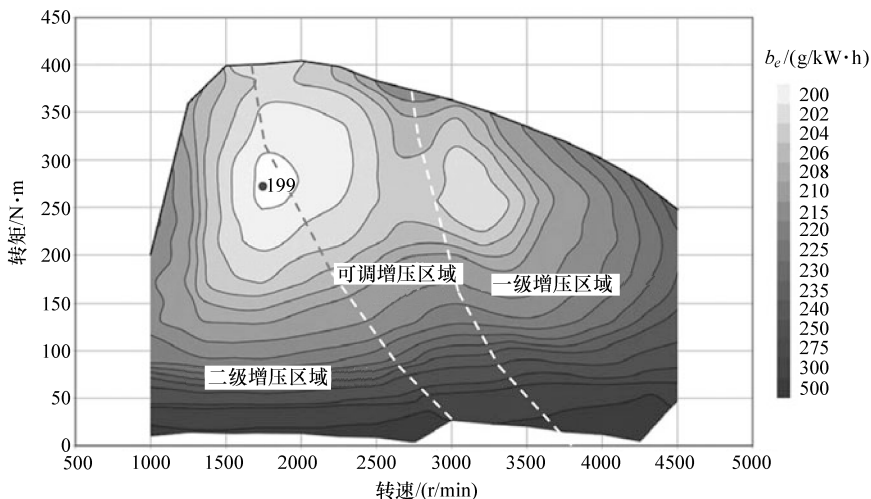


图 15.24 带可调二级增压的大众 2.0L TDI 发动机的油耗特性场，不同范围的增压压力调节策略的标识（来自 [11]）

在二级增压区域，涡轮机的旁通阀关闭，两个涡轮增压器相互串联。在低转速区时首先通过高压涡轮增压器建立起增压压力，这对于获得好的动态响应特性（发动机加速）是很重要的，这主要是因为由发动机提供的全部废气功率都传递给高压涡轮机，由于（小的）高压涡轮增压器转子的惯性矩较小，相应地使其更快地达到高速。

在发动机特性场的可调增压区域，与负荷和转速相关的涡轮机旁通阀的位置根据增压压力的预设值来进行调节。

在一级增压区域，（主动控制的）涡轮机旁通阀完全打开，因此，几乎全部废气流向低压涡轮机，而低压涡轮增压器则像一个一级废气涡轮增压一样，独自建立增压压力。因为相应的低压压气机实际上独自提供全部增压空气流，因此在这种状态下，为了避免高压压气机内气体流动时造成不必要的节流损失，（被动地）打开压气机旁通阀。在这种运行状态时，单独地通过低压涡轮机侧的放气阀来调节增压压力。

2011 年，奥迪公司推出 3.0L V6 TDI 发动机的增强版，即开始配备可调二级废气涡轮增压^[12]。

这款发动机（图 15.25）可提供最大功率 $230\text{kW}@3900 \sim 4500\text{r/min}$ ，最大扭矩 $650\text{N} \cdot \text{m}@1450 \sim 2800\text{r/min}$ ，且满足欧 5 排放法规。

相对于配备一级增压的基本型发动机，首先二级增压系统使得额定功率增加约 46kW ，而增压系统就布置在 V 形发动机的两列气缸体之间（图 15.26）。此外还可



图 15.25 带可调二级增压的奥迪 3.0L V6 TDI 柴油机（来源：奥迪股份公司 [12]）

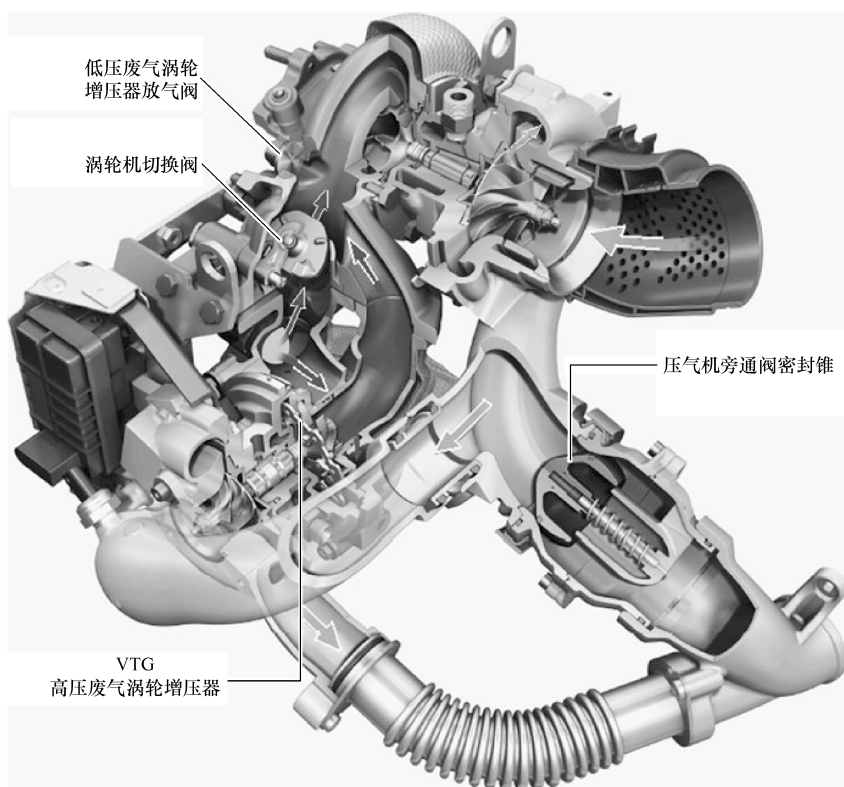


图 15.26 奥迪 3.0L V6 TDI 柴油机的增压系统（来源：奥迪股份公司 [12]）

以看到整个气体交换管路系统和增压系统线路图（图 15.27）。高压涡轮机采用可变涡轮机尺寸（VTG），而低压涡轮机则按可调二级增压的一般标准，通过放气阀来控制。

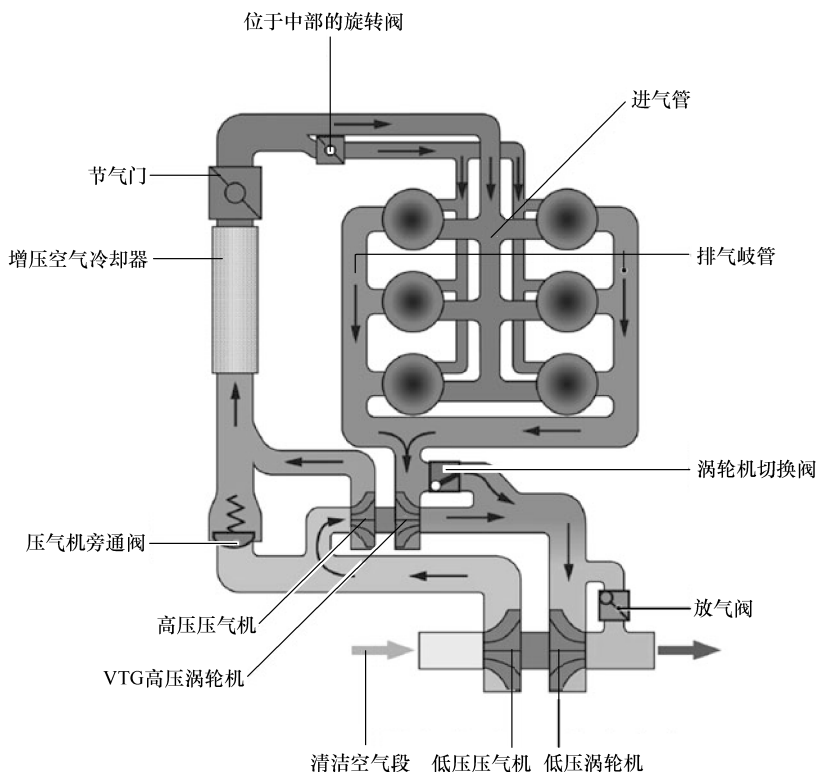


图 15.27 奥迪 3.0L V6 TDI 柴油机的气体交换系统和增压系统的管路示意图

从图 15.26 中可以清楚地看到（被动的）压气机带弹簧加载阀门锥体的旁通阀结构。阀门锥体由来自低压压气机的增压压力加载，当在发动机输出功率从较高到最高的区域时，实际上旁通阀只是负责增压压力的建立。

采用高压共轨（最大轨压 = 2000bar）的直喷发动机的每个气缸进气侧都有一个进气通道和一个涡流通路。如图 15.27 所示，增压空气并不是在气缸盖内部才出现相应的分流，然后进入各自气缸，而是在所有气缸的流动的上游就已经出现分流。对此，通过这个位于中部的旋转阀控制增压气体分别进入进气通道和涡流通道的容积流量。

同样，在 2011 年，宝马发动机有限责任公司推出了新一代带可调二级增压的 4 缸和 6 缸柴油机^[13]。6 缸柴油机（ $V_H = 3.0\text{L}$ ）已经是第 4 代产品，4 缸柴油机（ $V_H = 2.0\text{L}$ ）则是第 2 代产品。

这两款发动机都配置了压电式高压共轨直喷系统（最大轨压 = 2000bar），4 缸机版本可以输出的最大功率为 160kW，最大扭矩为 450N·m，而 6 缸机版本最大

输出功率为 230kW，最大扭矩为 630N·m。

各款机型最大扭矩对应的 $p_e = 26.45\text{bar}$ ，由此给出的最大缸内压力 $p_{Z\max} = 185\text{bar}$ ，得到的比值 $p_{Z\max}/p_e \approx 7$ ，这对于中速四冲程柴油机而言，意味着可以获得合适的比油耗。相应地，这两款发动机的 NEDC 循环油耗当然也很理想，配备 4 缸柴油机的 BMW 525d 的油耗为 4.8L/100km，配备 6 缸柴油机的 BMW 535d 的油耗为 5.4L/100km。

增压系统中的高压涡轮增压器采用可变涡轮机尺寸（VTG）涡轮机，在低压涡轮机旁设置了排气调节阀和放气阀，尤其是，在两个压气机侧还各配置了一个旁通阀（图 15.28 和图 15.29）。在低压压气机的壳体内引入冷却也是一大特色（图 15.30）。根据厂商^[13]给出的描述可以看出，这一设计有助于压气机特性场向更低流量区域拓展。

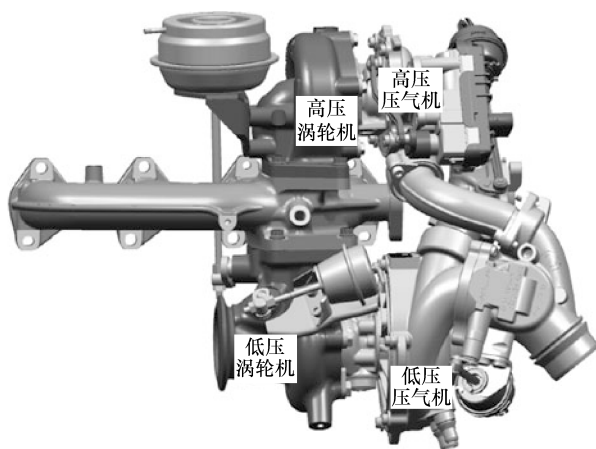


图 15.28 二级增压的宝马 4 缸柴油机的增压系统（来自 [13]）

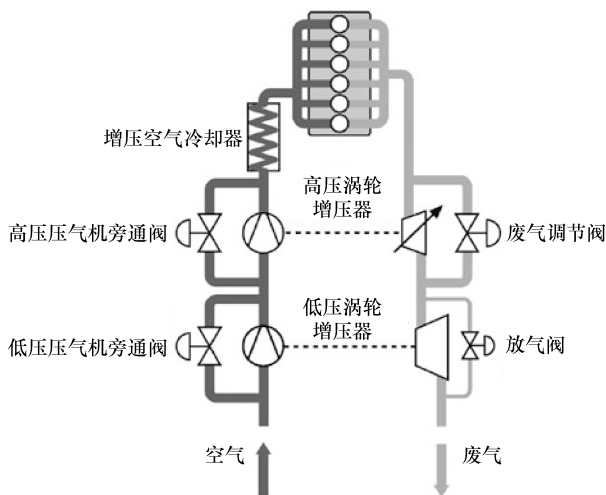


图 15.29 宝马 6 缸柴油机的可调二级增压线路示意图

当发动机在其特性场的不同区域内运行时，关于增压系统应采用何种控制策略，图 15.31 和表 15.2 给出了相应解答。

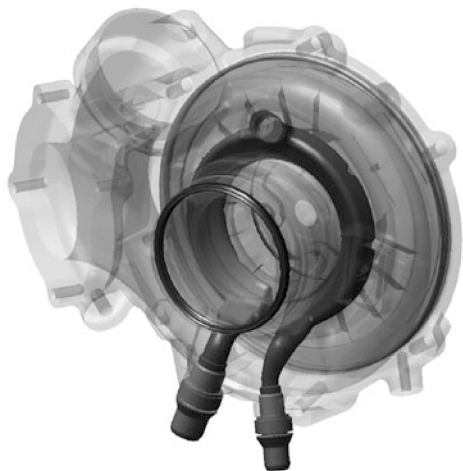


图 15.30 二级增压的宝马柴油机低压压气机壳体内部的冷却通道

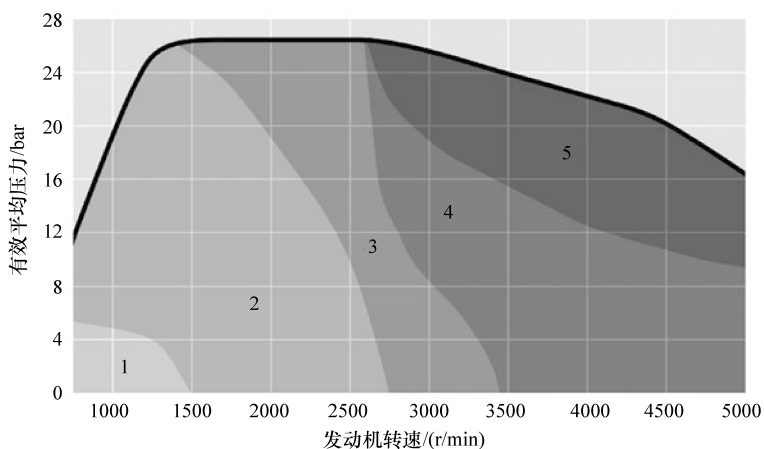


图 15.31 二级增压宝马柴油机在发动机特性场中的运行策略^[13]，见表 15.2

表 15.2 可调二级增压宝马柴油机在运行时的切换组合^[13]，见图 15.31

序号	低压压气机 旁通阀	可变涡轮机尺寸	废气 调节阀	高压压气机 旁通阀	放气阀
1	打开	可调	关闭	关闭	关闭
2	关闭	可调	关闭	关闭	关闭
3	关闭	打开	可调	关闭	关闭
4	关闭	打开	打开	打开	关闭
5	关闭	打开	打开	打开	可调

15.3 商用车用发动机

像所有其他类型的车用发动机一样，商用车用发动机的开发除了致力于更低的油耗以及 CO_2 排放外，尤其要与日益严格的排放法规限值相协调。许多就此而采取的措施作为单一措施来看，虽然减少了一种有害物成分，然而却使另一种有害物呈现增多的趋势。例如，通过废气再循环可以减少 NO_x 排放，但是却使得颗粒排放出现上升的趋势。然而，仍然可以通过这些单一措施的组合找到达到目标的优化的折中效果，增压就折中方面来看是最有可能的。下面介绍两个重型商用车用柴油机方面的例子。

底特律柴油机公司是戴姆勒公司的子公司，目前，其柴油机家族中包括一款 15.6L 的 DD16 柴油机（图 15.32）。



图 15.32 底特律 DD16 型柴油机的增压系统（来自 [15]）

DD16 柴油机与这个家族中推出的 14.8L 版 DD15 发动机类似，引入复合涡轮增压系统，配置一个一级废气涡轮增压器以及与在废气涡轮增压器的涡轮机后串联安装的轴向动力涡轮机。动力涡轮机的机械功率通过一个多级传动机构机械地添加到发动机的曲轴上。传动机构的壳体内包括液力离合器，其用于动力涡轮机叶轮和曲轴的分离，且减弱扭转振动（参见 11.2.4 小节）。表 15.3 是功率增强版的 DD16 柴油机的基本参数（来自 [16]）。

DD16 柴油机采用高压共轨直喷技术，并采用所谓蓝技（Bluetec）技术，以满足美国 EPA-10 排放法规。而蓝技技术包括废气再循环（AGR）、柴油颗粒过滤器（DPF）、氧化催化器（DOC）以及选择性催化还原转换器（SCR）。

另一款同样为重型商用车提供动力配置的发动机是曼拖拉机和客车股份公司

(MAN Truck&Bus) 的 12.4L 柴油机 D2676LF21 (图 15.33)。

表 15.3 底特律 DD16 柴油机的基本参数^[16]

气缸	6 缸直列
排量	15.6L
缸径×行程	139mm×171mm
压缩比	17
额定功率	447kW@1800r/min
最大转矩	2779N·m@1100r/min

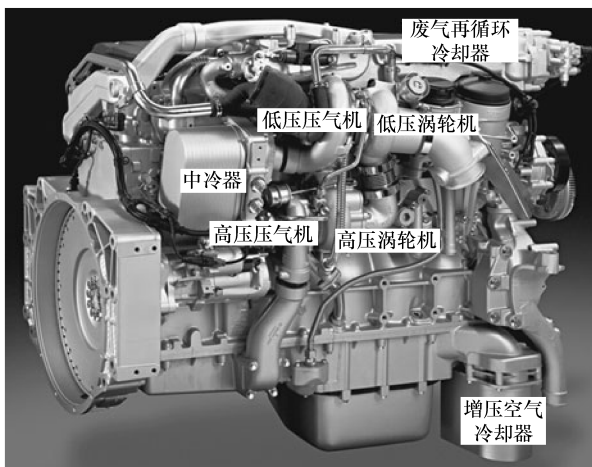


图 15.33 曼 D2676LF21 可调二级增压 12.4L 商用车用柴油机 (来源: 曼拖拉机和客车股份公司)

这款柴油机采用可调二级增压, 并且配备中冷和增压空气冷却。增压系统的调节则是通过高压涡轮机和低压涡轮机侧各一个放气阀来实现的。相反地, 低压压气机和高压压气机侧则没有控制机构, 考虑到之间的相互切换, 中冷器 (ZK) 串联连接。

表 15.4 为 D2676LF21 柴油机的主要技术参数。

表 15.4 曼 D2676LF21 柴油机的基本技术参数 (来源: 曼拖拉机和客车股份公司)

气缸	6 缸直列
排量	12.4L
缸径×行程	126mm×166mm
压缩比	17
额定功率	353kW@1900r/min
最大转矩	2300N·m@1100~1400r/min

这款发动机采用高压共轨直喷系统 (喷油压力 = 1800bar), 冷却的废气再循环

(见图 15.33 中的 AGR 冷却器), 能够满足欧 5 排放法规。

图 15.34 显示的是全负荷工况下发动机转矩随转速的变化过程。最大转矩对应的有效平均压力 $p_e = 23.3\text{bar}$, 而额定升功率为 28.46kW/L 。

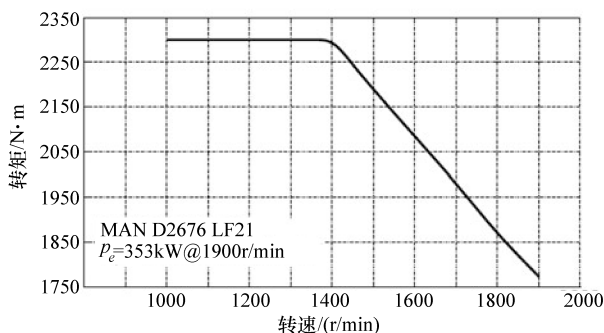


图 15.34 曼 D2676LF21 全负荷转矩随转速的变化

15.4 高速大功率柴油机

一般将高速大功率四冲程柴油机 (SHD) 理解为具有以下特征:

- 活塞平均速度 $c_m > 10\text{m/s}$;
- 有效平均压力 $p_e > 20\text{bar}$;
- 额定转速 $n_M > 1000\text{r/min}$ 。

以上特征能够很好地实现向商用车用柴油机和向中速柴油机这两个方面的过渡^[17]。

这类发动机除在水电站机组中使用外, 通常作为船舶、重型货车 (例如建筑工地或采矿用的货车) 以及铁路机车的动力。

发动机及涡轮机联盟 (MTU) 弗里德希哈芬有限责任公司是世界著名的高速大功率发动机 (SHD) 制造商 (见 10.5 节和 10.6 节), 现为 *Tognum* 集团下属公司, 在 2011 年推出新一代铁路机车用发动机, 即 4000 系列^[18-20]。为了能够满足 2012 年开始执行的针对柴油机车的、在欧洲适用的欧盟 97/68/EG IIIB 阶段的排放法规, 需要进一步开发上述产品。因为除 NO_x 排放限值外, 首先颗粒排放值要降低到几乎为之前法规要求的 1/10 (见表 15.5)。

表 15.5 欧盟 97/68/EG 排放法规给出的移动机械和设备的排放限值

$\text{g/kW} \cdot \text{h}$	欧 III A (2009)	欧 III B (2012)
NO_x	6.0	—
$\text{NO}_x + \text{HC}$	—	4.0
HC	0.5	—
CO	3.5	3.5
颗粒	0.2	0.025

因为恰恰是通过增压技术对 MTU4000 结构系列柴油机排放的降低做出了决定性的贡献，所以这里以其为例介绍高速大功率柴油机（SHD）。

MTU4000 系列柴油机的最主要技术参数按照参考文献 [18] 见表 15.6。

表 15.6 MTU4000 结构系列柴油机的基本参数（来源：MTU）

气缸数	V8、V12、V16、V20
排量/单缸	4.77L
缸径 × 行程	170mm × 210mm
额定功率/单缸	150kW@1800r/min
额定功率时的有效平均压力 p_e	21bar

图 15.35 为 MTU4000 结构系列柴油机的 V 形 16 缸版本，在图中可以看到增压系统。该发动机配置可调二级增压，包括两个平行工作的低压涡轮增压器和一个高压涡轮增压器，且三个涡轮增压器是同一类型。在两个低压压气机后各安装了一个中冷器（ZK），而来自高压压气机的空气则通过增压空气冷却器（LLK），并由此向 V 形发动机的两个进气总管分流。

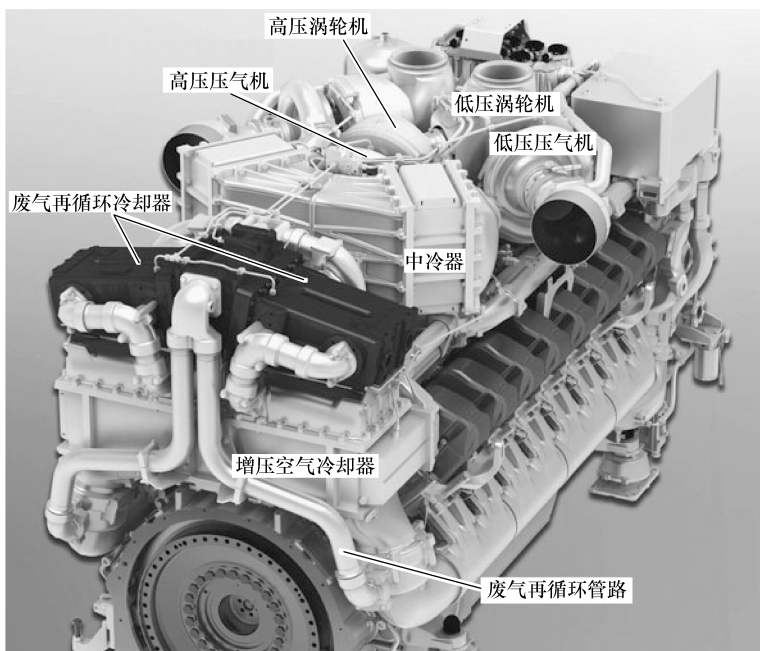


图 15.35 MTU4000 结构系列中的 V16 发动机版本（来自 [19]）

这个二级涡轮增压系统的调节通过一个高压涡轮机侧的旁通管路中的电动机控制的阀门来实现。如果这个电控阀门完全关闭，则所有来自发动机的废气流都会先

被引向高压涡轮机，这时的情况与不可调的二级涡轮增压一样（见 10.6.1 小节）。通过这种切换模式可以成功地实现在发动机低转速区域得到较高的增压压力以及所期望的较高的转矩。随着发动机转速不断升高，高压涡轮机侧的旁通阀也不断开大，从而另两个平行工作的低压涡轮增压器也逐步开始参与增压压力的建立。

通过米勒配气正时（见 11.1.2 小节）和废气再循环技术的应用，在额定功率时采用 25% 的废气再循环（AGR）率则可以成功地满足严格的 NO_x 排放限值要求。为了实现额定功率时有效平均压力 $p_e = 21\text{bar}$ ，可以采用燃烧空气比（过量空气系数） $\lambda_v = 1.7$ ，从而可以使得颗粒排放低于 $0.1\text{g/kW} \cdot \text{h}$ ，对此，所需的增压压力为 4.8bar 。为了满足 2012 年起适用的颗粒排放限值的要求（见表 15.5），虽然仍然需要附加一个柴油颗粒过滤器，但是因为颗粒排放相对变少了，必须对过滤器进行再生的情况也相应地减少了。如图 15.35 所示，再循环的废气被引入两个平行布置的废气再循环冷却器中，废气再循环冷却器则是布置在增压空气冷却器上游。再循环废气在废气再循环冷却器中得到冷却，并由此通过各个相应的废气再循环管路被引向 V 形发动机的两个气缸体的进气总管。

如参考文献 [18] 中所介绍的，在方案设计阶段也曾经对 MTU4000 结构系列发动机进行过一级废气涡轮增压的试验，但是经证实存在系统重量（发动机、柴油机颗粒过滤器和再循环冷却器）方面的缺陷。二级增压的背压敏感度较低，这使得柴油机颗粒过滤器可以采用更加紧凑的设计。此外，燃烧空气比和废气再循环能够根据周围环境的边界条件进行调节，减轻了再循环冷却的需求，同时也减小了冷却器的结构尺寸。而额外多出的发动机质量可通过第三个涡轮增压器（高压废气涡轮增压器）和两个中冷器（ZK）得到补偿。

在船舶动力领域，MTU 公司的高速大功率发动机，包括一级和二级相继增压，一直以来都得到广泛应用^[20]，参见 10.5 节。

15.5 中速四冲程柴油机

中速一般指的是，当发动机在额定转速时活塞平均速度为 10m/s 左右。这里的中速柴油机是四冲程的，且通常配置废气涡轮增压器。像在大型发动机中很普遍一样，不仅在中速四冲程发动机，在低速二冲程发动机中也是同样的，在一个型号发动机的开发中，往往会涉及各个气缸单元的开发。因此，该型号会派生出各种不同气缸数的发动机。中速发动机的气缸一般成直列和/或 V 形布置，且每个气缸体的气缸数一般最多为 10 个。气缸直径的尺寸范围从 200mm 到 640mm 不等，额定转速的范围则为 $400 \sim 1000\text{r/min}$ 。

图 15.36 和图 15.37 所示为曼柴油机与涡轮机（MAN Diesel & Turbo）公司和瓦锡兰公司的各自的中速发动机型谱。

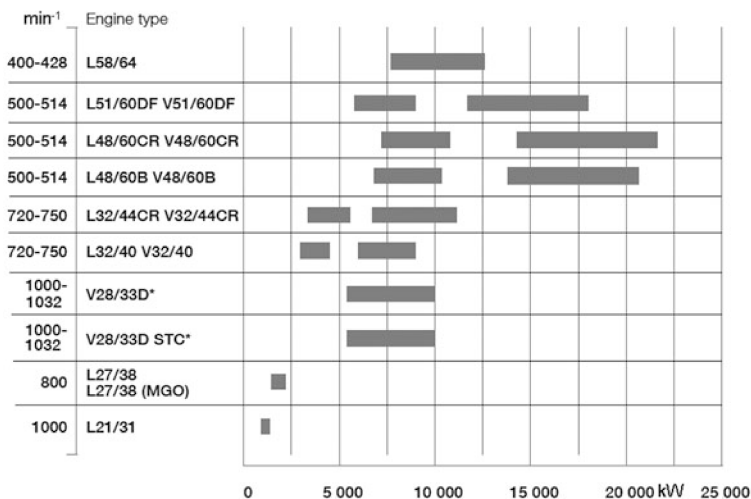


图 15.36 曼柴油机与涡轮机公司的中速发动机型谱 (来自 [21])

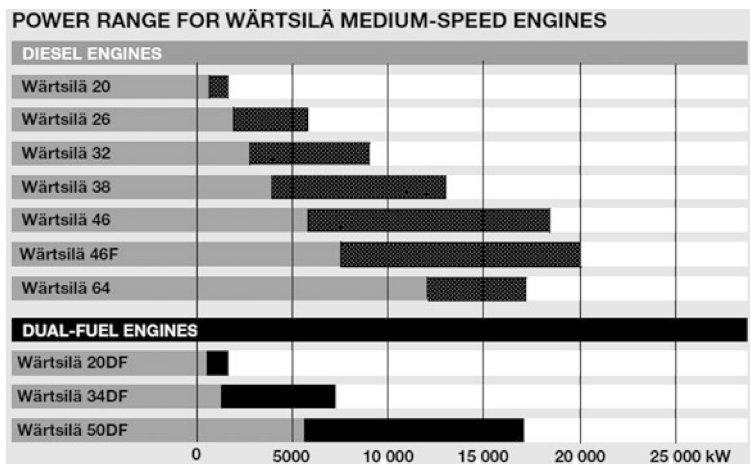


图 15.37 瓦锡兰公司的中速发动机型谱 (来自 [22])

曼公司发动机的型号标识除了用 L 代表直列式发动机，以及用 V 代表 V 形发动机外，还会给出各自的气缸直径和活塞行程尺寸（单位：cm）。以 6L58/64 为例，代表一款 6 缸直列发动机，气缸直径 $D = 580\text{mm}$ ，活塞行程 $s = 640\text{mm}$ 。而瓦锡兰公司的发动机型号标识则略有不同，并不给出活塞行程。例如 6L46，即代表气缸直径 $D = 460\text{mm}$ 的 6 缸直列发动机。

目前，瓦锡兰公司生产的 L64 发动机（ $D = 640\text{mm}$ ， $s = 900\text{mm}$ ）单缸的最大功率为 $2010\text{kW}@333.3\text{r/min}$ 。

中速柴油机要么作为船舶动力，利用发动机功率机械转换的方式，通过切换式的传动机构与船用螺旋桨相连，要么作为柴电驱动，而且还可以用于发电。图 15.38 以曼公司的 6L48/60CR 为例，展示直列式发动机典型的基本结构，在与离合器侧相连的发动机端装有废气涡轮增压器。

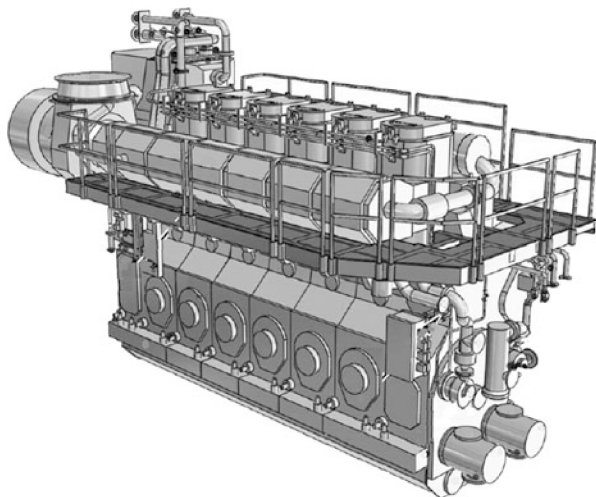


图 15.38 曼公司 6L48/60CR 型发动机示意图 ($P_e = 7200\text{kW}@500\text{r/min}$) (来自 [21])

从图 15.39 中可以看到这款 6L48/60CR 柴油机在集装箱船舶内的安装状况。同时从这张图片中可以明确地看出，毕竟 8.6m 长、5.4m 高的柴油机相对于集装箱船总容积而言，仅仅占去了很小一部分结构空间。

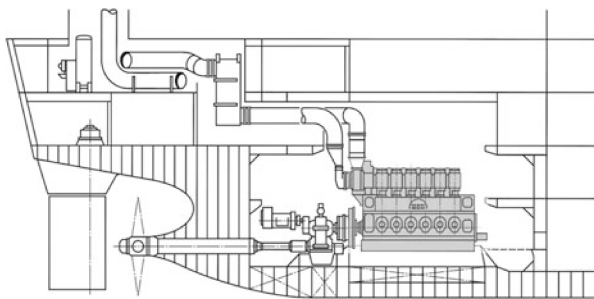


图 15.39 曼公司 6L48/60CR 发动机在集装箱船舶内的安装状况 (来自 [21])

表 15.7 将曼公司的 48/60CR 发动机和瓦锡兰 46F 发动机的基本参数进行了比较。两款发动机的气缸尺寸几乎相同，尤其是单缸输出功率均为 1200kW。涡轮增压器则同为采用轴向涡轮机的大型涡轮增压器。两款发动机均适应最新的发动机技术状态，即能够满足国际海事组织 (IMO) 针对应用于海事船舶的发动机而制定的

Tier II 标准中的 NO_x 排放限值要求，按照公式 (15.1) 定义如下：

$$(\text{NO}_x)_{\text{IMO Tier II}} = 44 \cdot n^{-0.23} \quad (15.1)$$

式中， NO_x 的单位为 $\text{g/kW} \cdot \text{h}$ ； n 代表发动机的额定转速，单位为 r/min 。根据上式，发动机 $n = 500 \text{r/min}$ 的 NO_x 排放限值为 $10.54 \text{g/kW} \cdot \text{h}$ ，而对于额定转速 $n = 600 \text{r/min}$ 的发动机， NO_x 排放限值则更为严格，为 $10.10 \text{g/kW} \cdot \text{h}$ 。

表 15.7 两种功率相同的中速发动机基本参数对比

发动机		曼公司 48/60CR	瓦锡兰 46F
气缸直径	mm	480	460
行程	mm	600	580
排量/单缸	dm^3	108.6	96.4
额定转速	r/min	500	600
平均活塞速度	m/s	10.0	11.6
额定功率/单缸	kW	1200	1200
额定功率时的有效平均压力 p_e	bar	26.5	24.9

为了满足废气排放法规要求，这里进行比较的两款发动机都利用了高压共轨直喷技术的灵活可变性以及所谓的米勒配气正时，而实现米勒配气正时则要求发动机必须至少具有进气迟闭角（ES）可变的的功能（见 11.1.2 小节）。

图 15.40 为曼公司 L48/60CR 型发动机的剖面图。由气缸内排出的废气通过渐扩形的排气道进入排气总管中。在排气门杆上布置一个叶轮是曼公司大型发动机的典型设计，当废气由气缸涌出时叶轮会冲击排气门，并使排气门旋转，这不仅使得气门均匀地承受热载荷，还利用旋转的气门落座时的研磨作用，可以消除出现在气门座上的燃烧残余物。而排气总管的几何结构则充分迎合恒压增压的理念，当然，其截面积相对较小。因此，应该尽量在高负荷下恒压增压的优点和低负荷区脉冲增压的优点之间寻找平衡。增压空气冷却器（LLK）直接与在与离合器侧相连的发动机端的涡轮增压器—压气机相连（见图 15.38 和图 15.40），并借此以最短的路径将冷却后的增压气体送入进气总管。其中，进气总管与排管总管相对布置于发动机两侧。

瓦锡兰公司发动机（图 15.41）排气管路系统布置方式与曼公司发动机的类似，且两款发动机中排气总管本体都被套上绝热外壳。瓦锡兰发动机的进气总管集成在发动机曲轴箱的铸铁结构中，且像排气总管一样，进气管路也仅在发动机单侧布置。

曼公司发动机在离合器一侧通过一根管道连接进气总管和排气总管（见图 15.38），连接管道可通过阀门打开或关闭，从而使得环绕扫气的增压技术措施（见 10.10 节）成为可能，通常状态下阀门是关闭的。主要是在螺旋桨 25% ~ 60% 负荷范围时通过打开阀门，可以使涡轮增压器压气机和涡轮机两侧以更大的流量工

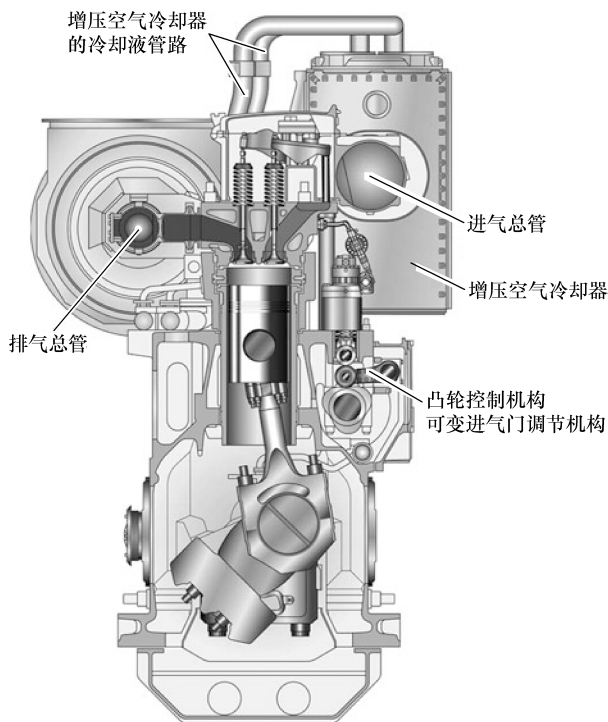


图 15.40 曼公司 L48/60CR 型发动机剖面图 (来自 [21])

作。因此，更高的增压器效率也使得增压压力提高，从而也使得燃烧空气比（过量空气系数）得到提高，进而减小了燃烧室组成部件所承受的热载荷（见图 13.5）。

在发动机实际应用时，优异的加速性能及加载特性是必需的，因此，曼公司为发动机的增压器配置喷射辅助装置（见 10.11.2 小节）。

上面介绍的两款发动机都可以配置废气放气阀，如果在发动机中，其增压器是针对发动机部分负荷运行工况进行优化匹配的，那么在全负荷工况下为了限制发动机增压压力，则需打开放气阀。

曼柴油机与涡轮机（MAN Diesel & Turbo）公司为其生产的装配两个以上废气涡轮增压器的中速（V 形）发动机提供了按照相继增压原理（见 10.5 节）运行的可能性，而通过相继增压方式能使发动机获得很好的加速性能和加载特性。

不仅是瓦锡兰公司^[24]，而且曼柴油机与涡轮机（MAN Diesel & Turbo）公司^[25]均致力于带二级增压的中速发动机机型的研发。而其中的共同特征在于引入米勒工作过程以满足排放法规，该法规不仅针对海事船舶用发动机的稳态工况，而且还在不断加严。采用二级增压可以实现米勒工作过程所需要的高的增压压力。

曼柴油机与涡轮机 (MAN Diesel & Turbo) 公司为提高运行稳定性而开发的 18V48/60TS 二级增压发动机, 其有效平均压力达到 $p_e = 26.5 \text{ bar}$, 比油耗要比一级增压的基础型发动机 18V48/60B 低 $6 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$ 。对此, 二级增压系统高达 $\eta_{TLK} = 76\%$ 的更高的增压效率起到了决定性作用, 相应地, 一级增压的增压效率为 $\eta_{TLK} = \eta_{TL} = 72\%$, 而二者增压效率的差异本质上可以归因于中冷的效果。此外, 二级增压的另一个基本优点就是, 二级增压的发动机对所处环境的海拔变化的敏感性较弱。如二级增压的 18V48/60TS 型发动机在 3000m 的海拔处仍能保持额定功率输出, 且同时维持比油耗也不变, 而对于仅采用一级增压的基础型发动机 18V48/60B, 在相同海拔下功率减少 20%, 同时比油耗增加 $2 \text{ g/kW} \cdot \text{h}^{[25]}$ 。

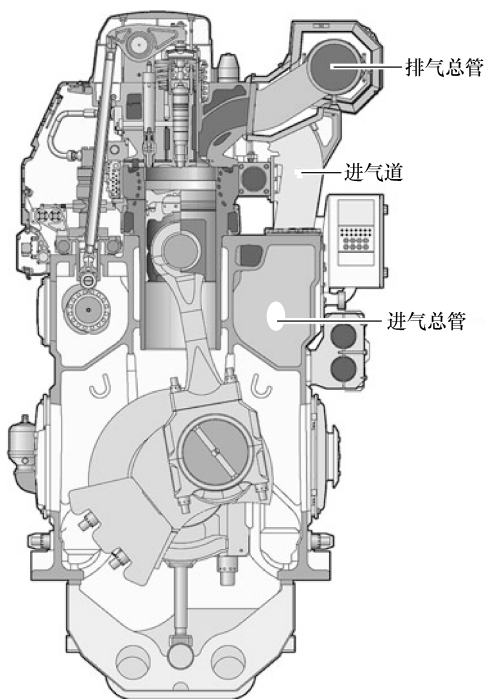


图 15.41 瓦锡兰 L46F 型发动机剖面图

15.6 低速二冲程柴油机

在世界上第一台柴油机成功验证运行之后的两年, 即在 1899 年, 胡戈·格尔登纳 (Hugo Güldener) 提出了与鲁道夫·狄塞尔 (Rudolf Diesel) 的构想不同的二冲程柴油机, 并进行了结构设计, 然而并未成功^[26]。而在 1906 年在瑞士温特图尔 (Winterthur) 的苏尔寿兄弟股份公司 (Gebrüder Sulzer) 推出了第一台可运转的、作为船用发动机的二冲程柴油机。此后不久, 曼 (MAN) 公司、克虏伯 (Krupp) 公司以及 *Burmeister & Wain* 公司跟着推出相应的二冲程柴油机。在此后十年间, 其他许多知名发动机公司陆续推出各种不同工作方式的发动机 (单向作用活塞式发动机、双向作用活塞式发动机以及对置活塞发动机), 其中, 有多种不同的扫气方式 (横流扫气、回流扫气以及直流扫气), 且增压方式也各不相同 (机械增压、废气涡轮增压以及机械-废气涡轮增压的组合)。

经过各种类型间的优胜劣汰, 实际上从 20 世纪 80 年代初开始基本上只剩下唯一的一种结构形式, 即采用直流扫气 (纵向扫气) 和废气涡轮增压的单向作用活塞式二冲程柴油机。

通过进气狭缝以及布置在气缸盖中央位置处的排气门实现换气（见图 15.44 和图 15.45）。从 20 世纪 90 年代中期开始，在世界范围内仅有三家公司仍在从事低速二冲程柴油机的研发、设计工作，除了部分授权的许可证生产外，也自行生产制造。三家公司为：

- 曼柴油机与涡轮机（MAN Diesel & Turbo）公司（前身为 MAN B&W 柴油机公司）；
- 瑞士瓦锡兰公司（前身为苏尔寿兄弟股份公司/新苏尔寿柴油机公司）；
- 三菱重工（MHI）。

目前二冲程柴油机的气缸直径 $D = 260 \sim 980\text{mm}$ ，而活塞行程/气缸直径比最高可以达到 4.66。自 20 世纪 50 年代初期开始，发动机的有效平均压力由 $p_e \approx 5\text{bar}$ （那时仍为自然吸气发动机）一直提升到目前的 $p_e = 21\text{bar}$ ，这还不包括废气涡轮增压发动机。在此期间，这类发动机仍称低速机，活塞平均速度从约 5m/s 升高到大于 9m/s 。与所有其他类型的内燃机相比，低速二冲程柴油机除了最大的直径外还可以达到最大的功率。MAN B&W 公司的 K98ME7 是目前有最高的单缸功率的二冲程柴油机，达到 $6230\text{kW} @ 104\text{r/min}$ 。而该机型的 14 缸版本的输出功率为 87220kW ，同样也是目前最大的发动机功率输出。尤其是低速二冲程柴油机也能达到最低的比油耗，这主要是采用了涡轮增压组件，即在蒸汽轮机中再利用废气流热，相应地，发动机的总效率可以达到 55%。同时，这类发动机可以使用最差的重油作为燃料，并仍能满足现行的、在不同应用场合下的排放法规。

低速二冲程柴油机的主要应用领域是作为船舶动力，尤其是作为集装箱船舶的驱动装置。某款发动机的设计特性场区域是通过 $L_1 \sim L_4$ 四个特征点来确定（图 15.42）。其中发动机的额定功率则可根据特定的应用情形在特性场内进行自由选择。

图 15.43 所示为瓦锡兰公司发动机型谱的实际的功率和转速特性场，图中引用的发动机均采用高压共轨直喷系统。

借助于曼公司 K98MC 发动机的剖面图（图 15.44）来介绍目前实际的低速二冲程柴油机的增压技术特征。当排气门打开时，废气在向末端渐扩延展的排气道中流动后，涌入排气总管。排气总管作为延伸到气缸体的恒压增压管，将来自相应气缸的废气分流聚集在一起，并引向涡轮增压器—涡轮机（也可能是多个涡轮增压器—涡轮机）。视气缸尺寸和气缸数不同，一台发动机可以配置多达 4 个（平行工作的）涡轮增压器。在这款发动机中，排气门升程通过一个凸轮来控制，而凸轮的升程以液力的形式转换为气门升程。在排气门的气门杆身处同样装有叶轮，当废

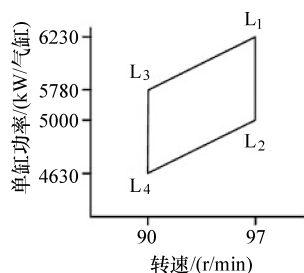


图 15.42 曼 B&W 公司 K98ME7 发动机 ($D = 980\text{mm}$, $s = 2660\text{mm}$) 的设计特性场，在 L_1 处有效平均压力 $p_e = 19.2\text{bar}$ （来自 [29]）

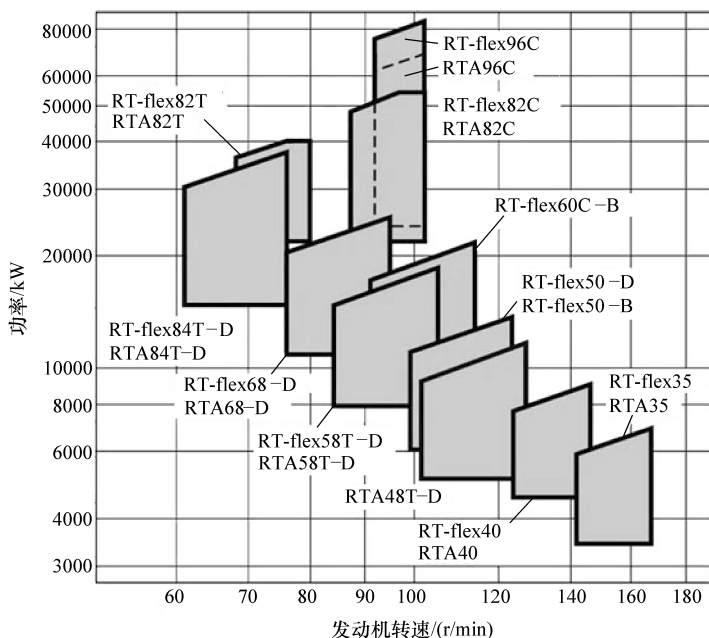


图 15.43 瓦锡兰公司生产的二冲程柴油机型谱的功率和转速特性场 (来自 [27])

气流冲击叶轮时，则可带动气门旋转。如在 15.5 节中针对中速柴油机中这一结构所做的解释一样，气门的旋转不仅可以使得气门受热均匀，而且还能通过旋转运动对气门座进行研磨，清除气门座上的燃烧沉积物。

由各自的涡轮增压器 - 压气机吸入，并被压缩到增压压力（= 扫气压力）的空气流导入水冷式的增压空气冷却器（LLK）内。增压空气中可能析出的冷凝水（见 12.3 节）通过增压空气冷却器上的连接管排出，因此，在经过上述处理后的扫气空气最终导入扫气管道中。当活塞未挡住进气门的狭缝口时，扫气空气从扫气管道通过进气狭缝口，涌入相应的气缸中。因为进气狭缝口在排气门打开后才打开，比排出的废气温度更低、同时密度也更大的扫气空气像一只活塞一样将废气推向排气门方向（挤压式扫气），这种直流扫气的控制示意图可参看图 6.1。因为自身在行程/直径比很大的情况下，即使在空气消耗（ λ_a ）相对较小时也能实现较大的扫气效率（ λ_s ），这也是直流扫气相对于回流扫气的一个主要的优势，后者是 20 世纪 80 年代初之前颇具代表性的一种扫气方式。

在图 15.44 中也可以看到一个辅助送风机的安装位置。根据气缸数不同，发动机有时可配置多达 4 个电驱动的送风机。从发动机起动到 30% 左右的发动机负荷（在螺旋桨运行工况），辅助送风机首先单独地，随后辅助涡轮增压器，为发动机提供足够的扫气空气（也见图 10.39）。为此，辅助送风机吸入增压空气冷却器之后的空气并将其送入扫气空气管道中。如已在 10.7 节中所介绍的，当发动机向涡轮增压器输送的废气流的热能不足时，例如在加速工况下，辅助送风机随时都可以

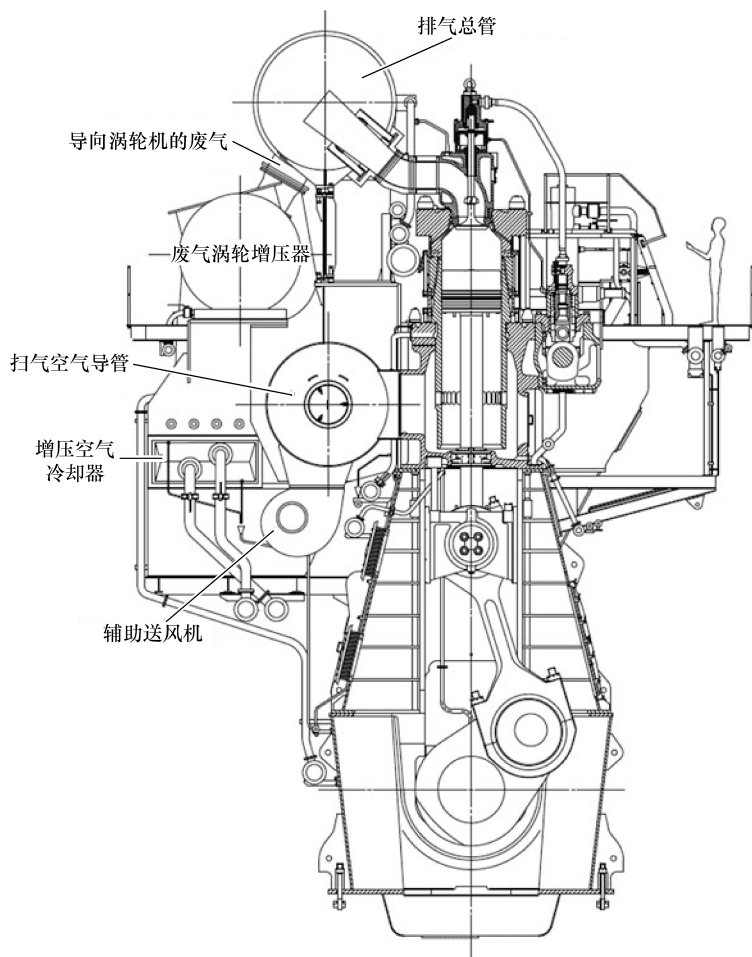


图 15.44 MAN 的 K98MC 发动机, $D=980\text{mm}$, $s=2660\text{mm}$,
 $P_e/\text{气缸} = 6230\text{kW}@97\text{r/min}$ 来自 [28]

被接通, 从而可得到所希望的增压压力。

二冲程柴油机的增压系统还可以有其他的特殊功能, 这里借助曼柴油机与涡轮机 (MAN Diesel & Turbo) 公司的发动机型谱中的实际机型进行举例介绍^[29]。例如, 可以为增压器-涡轮机配置可调节的引导装置 (VTG, 可调尺寸涡轮机) (也见图 10.11)。发动机型谱中的一部分配备可变排气门驱动装置, 还有一些则设立了排气旁通阀 (EGB), 后者采用乘用车用发动机中使用固定尺寸式涡轮增压器中所采用的废气-放气阀结构, 当然, 还采用其他的涡轮增压器匹配策略。乘用车用发动机的放气可调涡轮增压器与发动机是如此匹配的: 当关闭放气阀时, 在最大扭矩运行工况点可以达到所需的增压压力。按照排气旁通阀 (EGB) 的控制策略, 它是如此匹配的: 在阀门全开时, 也可以提供 100% 负荷 (螺旋桨负载) 所要求的

增压压力；当负荷从 85% 左右起开始减小时，则开始逐渐关闭排气旁通阀；当负荷小于 70% 时阀门完全关闭。通过这种方式也利于降低低负荷（螺旋桨负载）区域下的比油耗。虽然上述方式也会造成在负荷大于 85% 的工况下更高的比油耗，但是在实际船舶运行时只有很少的情况会出现大负荷运行工况。

涡轮增压器切断（Turbocharger Cut - out）工作方式是为装配多个涡轮增压器的发动机提供的，其为建立简单的相继增压的工作方式提供了可能性。例如在低负荷（螺旋桨负载）工况时（仅仅）切断其中一个涡轮增压器，这样就会使得流经其他涡轮增压器的废气能流提高，借此就能将运行工况点移到更高效率的运行区域。

已经在 11.2.3 小节中描述过了利用流经涡轮增压器或许还有动力涡轮机之后的废气中的热能的可能性，曼柴油机与涡轮机（MAN Diesel & Turbo）公司和瓦锡兰公司也都推出了这种装置。而在 10.6.1 小节中介绍了瓦锡兰公司和 ABB 涡轮增压系统有限公司合作进行的针应用于低速二冲程柴油机的二级增压系统^[24]的研发工作。

图 15.45 所示为瓦锡兰 RT - flex 82C 发动机的剖面图。这款发动机的剖面图与

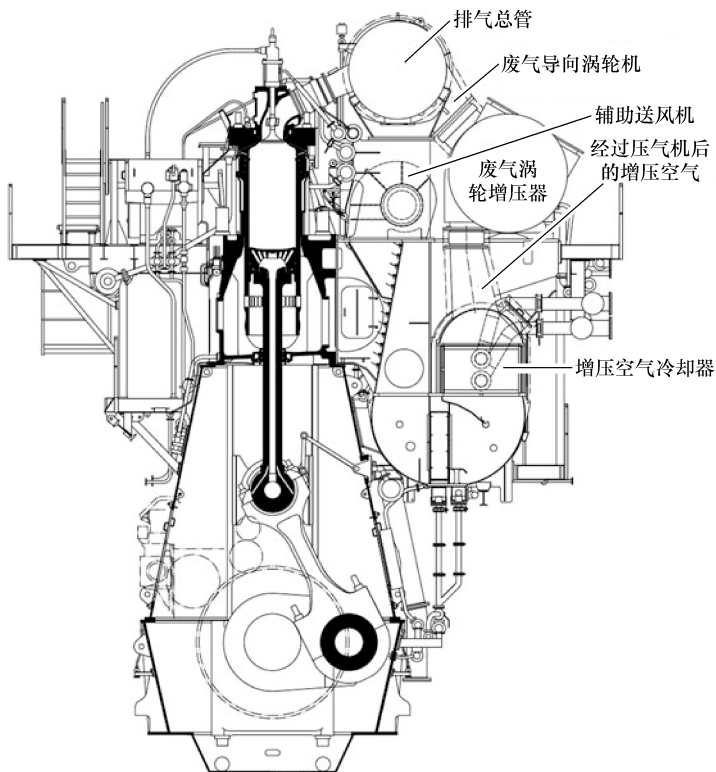


图 15.45 瓦锡兰的 RT - flex 82C 发动机， $D = 820\text{mm}$ ， $s = 2646\text{mm}$ ， $P_e/\text{气缸} = 4520\text{kW}@76\text{r/min}$ （来自 [27]）

图 15.44 中曼公司的发动机非常相似，这证实了一开始提及的有关目前二冲程柴油机的结构设计的最“自然的”选择的说法。而与图 15.44 中发动机不同的是，在瓦锡兰 RT-flex 发动机中排气门并非由凸轮轴控制，而是采用电控的方式。对此，为了控制排气门的移动，首先，集中式的泵单元会将液压油输送到压力储存器中（轨压为 200bar），然后从该处经由各控制单元导入相应气缸的排气门中。因此，与这款发动机利用高压共轨系统进行喷油一样，可以实现排气门的移动的完全自由的调节。

在图 15.45 中能够清楚地看到两根排出管道，正是通过这两根管道（位于增压空气冷却器出口与进气总管之间引导扫气空气的连接管道的最低位置处）将在冷却器中析出的冷凝水导出。

低速二冲程柴油机那毋庸置疑的、庞大的尺寸通过图 15.44 中发动机上架设的长廊上的普通人员的高度的比较变得更加显而易见。14 缸版本的这类发动机重达至少 2000t 左右。而另一方面，如果从低速二冲程柴油机在其驱动的集装箱船上的安装位置的角度来观察的话（图 15.46），则会再次发现，其占用的安装空间相对来说仍然很小。

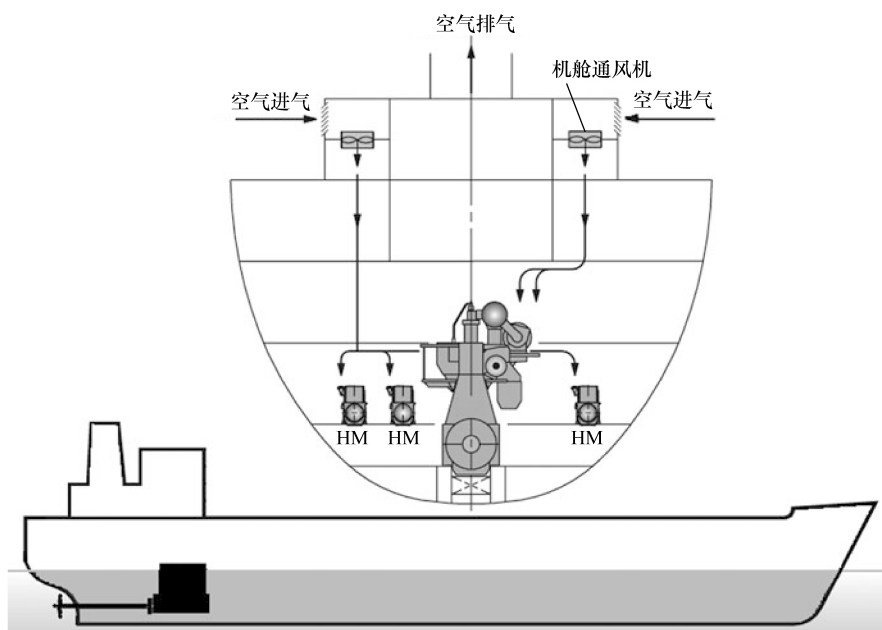


图 15.46 二冲程柴油机在集装箱船中的安装位置的横截面图（上）和纵截面图（下）
HM—辅机

从图 15.46 中还可以看出，除了主机外，（船舶）辅机（HM）通常是废气涡轮增压的四冲程柴油机，主要负责停靠在码头时为船舶提供电能。而在航行途中，

大多数情况下，电能是由所谓的轴式发电机（shaft generator）产生的。这里涉及的发电机将通过带变速器的辅助驱动机构从螺旋桨轴上获得驱动功率。这样的好处在于：电能大多是借助主机上的重油来产生的，而辅机是不能燃用重油的，而是依靠贵得多的柴油来驱动。

15.7 航空发动机

单发动机的螺旋桨式飞机最初是采用内燃机驱动的（见 3.3 节），且实际上很长一段时期里仅使用汽油机。近年来柴油动力也开始扮演一个日益重要的角色。采用增压发动机代替自然吸气发动机，作为航空发动机有两个优点。首先，与地面运行环境不同，到一个确定的飞行高度，会出现空气密度降低的现象，增压则可对空气密度的下降进行补偿，相应地，也能保持发动机功率不变。其次，通过增压基本上可以提高发动机的功率密度，即相同功率所对应的发动机重量可以减轻，这对航空发动机来说显然是个优势。

图 15.47 所示为一款现代增压航空汽油机，发动机主要参数见表 15.8。该发动机是由林巴赫航空发动机有限责任公司（Limbach Flugmotoren GmbH & Co. KG）生产的，公司位于柯尼希斯温特尔（镇）- 萨斯堡（Königswinter - Sassenberg），邮编为 D - 53639。

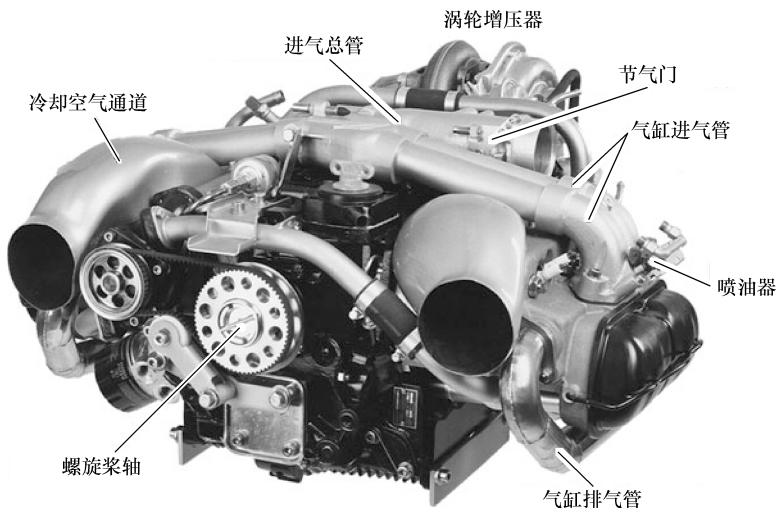


图 15.47 林巴赫 L2400 DT/ET 型汽油航空发动机（来源：林巴赫公司）

该款发动机是四冲程 4 缸对置发动机。因为在单发动机的螺旋桨式飞机中，发动机直接布置在飞机客舱前方，螺旋桨轴直接固连在发动机曲轴上，因此为了由客舱内向外有更好的视野，需要降低气缸轴线上发动机的结构高度，这样的话对置

式气缸就是最佳的选择（表 15.8）。

表 15.8 林巴赫 L2400 DT/ET 航空发动机的主要参数（来源：林巴赫公司）

发动机型号	Limbach L2400 DT/ET
结构类型	4 缸对置，废气涡轮增压
排量	2434cm ³
燃烧方式	汽油直喷
压缩比 ε	8.0
$P_{e,max}@n_M$	96kW@3000r/min
$M_{d,max}@n_M$	306N·m@3000r/min
$P_{e,max}$	15.8bar

图 15.47 中，发动机包含气缸盖液冷以及电控多点喷射系统（MPI），即在发动机 4 个进气管内都有各自独立的喷油器。该发动机的电控技术除了涉及每个气缸两个火花塞的点火提前角特性场控制外，还包括借助节气门控制发动机负荷，并通过涡轮增压器涡轮机侧的放气阀来调节增压压力。同时，电控系统还能实现飞行高度的自动补偿。

如图 15.48 所示，各自独立的气缸排气管（图 15.47）分别由 4 个气缸各自通向增压器涡轮机，而对于多级脉冲增压，这些独立的排气管在进入涡轮机之前会汇集在一起。而在涡轮增压器的压气机后加装一个增压空气冷却器。

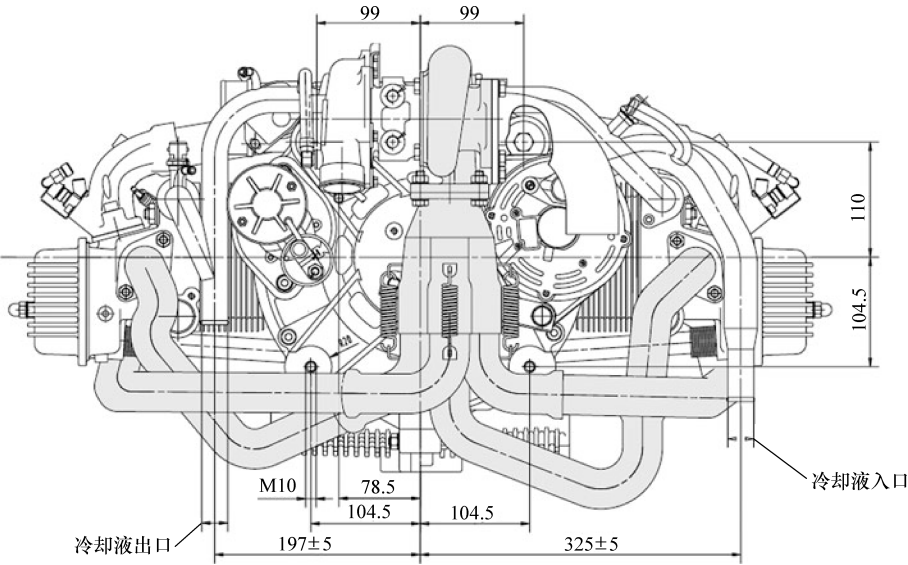


图 15.48 林巴赫 L2400 DT/ET 航空汽油机，4 个气缸排气管在涡轮机前聚集（来源：林巴赫公司）

涡轮增压器的安装位置就在飞机客舱隔板前面，因此对涡轮增压器壳体进行性能试验至关重要（见 14.2.1 小节）。即在涡轮增压器转子破裂时，如果碎片无法依靠增压器外壳得到有效抑制的话，则可能会击穿隔板并进入飞机客舱，从而对乘客造成严重伤害。

在图 15.47 中也可以看到两个冷却空气通道，它将飞行过程中的气流有针对性地输送到需要冷却的表面。

发动机可使用无铅汽油（辛烷值 ROZ = 98 以上），或使用航空汽油（AVGAS 100LL）。发动机厂商给出数据表明，该发动机（在中等负荷时）比较合适的比油耗值是 $240\text{g/kW} \cdot \text{h}$ 。

森特恩（Centurion）航空动力有限股份公司位于德国的圣鄂邑汀镇（St. Egidien），邮编为 D-09356。该公司主要生产航空柴油机，其中包括目前功率最强劲的发动机机型—Centurion 2.0S（图 15.49），表 15.9 中给出了发动机最重要的技术参数。

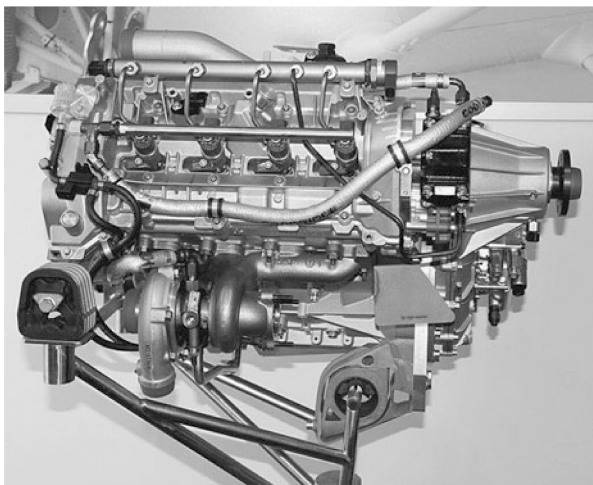


图 15.49 森特恩（Centurion）2.0S 航空柴油机（来源：森特恩公司）

表 15.9 森特恩（Centurion）2.0S 航空柴油机的基本参数

发动机型号	Centurion 2.0S
结构类型	4 缸直列，废气涡轮增压
排量	1991cm^3
燃烧方式	柴油高压共轨直喷
压缩比 ε	18.0
$P_{e,\max} @ n_M$	$114\text{kW} @ 2300\text{r/min}$
$M_{d,\max} @ n_M$	$473\text{N} \cdot \text{m} @ 2300\text{r/min}$
$p_{e,\max}$	29.9bar

这款 4 缸四冲程直列发动机每缸有 4 个气门，且分别由两根（顶置式）凸轮

轴（DOHC）驱动。为了降低曲轴轴线上方的结构高度，以曲轴轴线为中心将发动机向增压器一侧倾斜约 45° 角度。此外，在曲轴和螺旋桨轴之间的变速器（传动比 $i = 1:1.69$ ）将螺旋桨的轴线位置上移，从而在装配到飞机上时，螺旋桨轴上方的结构高度就不存在视野问题了。

这款发动机采用液冷，配置高压共轨直喷系统，放气阀控制装置与涡轮增压器的涡轮机集成在一起，在压气机后配置增压空气冷却器，发动机可以选择使用柴油（DIN EN 590）或航空煤油（Jet A、Jet A-1）。在海平面高度运行时，根据厂商给出的数据，在输出功率为 70kW 时发动机的最低比油耗达到 $215\text{g/kW} \cdot \text{h}$ 。

有三种型号的飞机装配上述发动机，图 15.50 所示为装入其中一种飞机时的示意图。在图 15.50 中还能够清楚地看到增压空气冷却器（LLK）和发动机冷却液的循环散热器。如图 15.51 所示，循环散热器正对着发动机另一侧的增压空气冷却器，冷却液由导流罩引入的气流来冷却。

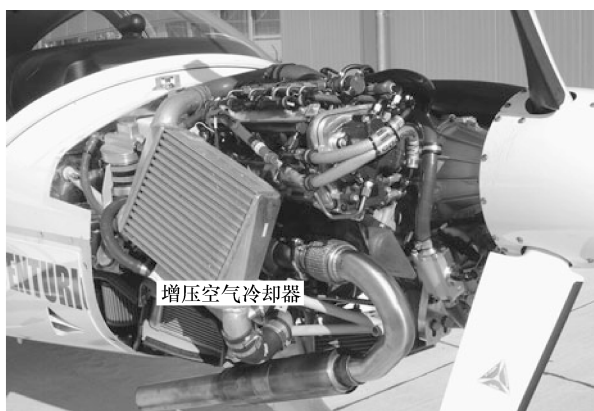


图 15.50 森特恩（Centurion）2.0S 航空发动机的安装位置（来源：森特恩公司）

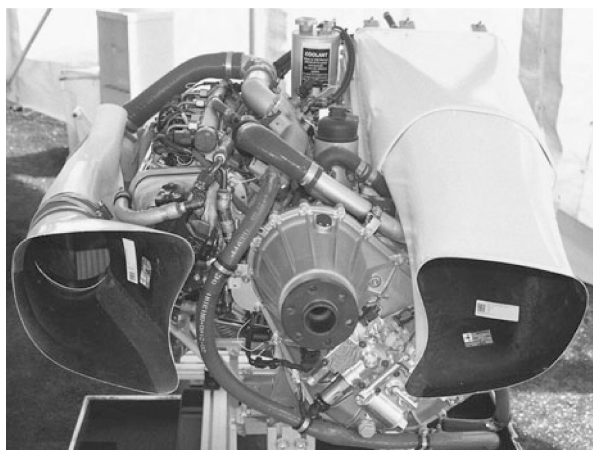


图 15.51 森特恩（Centurion）2.0S 航空发动机，增压空气冷却器的导流罩（左）和发动机冷却液的散热器（右）（来源：森特恩公司）

如在 13.2 节中已经介绍的高海拔功率，在一定的海拔以及飞行高度时，通过废气涡轮增压可以在空气密度降低的情况下保持发动机功率不变，同时，当飞行高度更高时，相比自然吸气发动机，功率降低的幅度相对要小一些。图 15.52 所示的是这里所考察的发动机的相关性能。

该款发动机从地面到飞行高度为 2500m，均能保持最大功率 114kW@ 2300r/min。而在飞行高度为 5000m 时，在转速 $n_M = 2300\text{r/min}$ 时仍能达到 90kW 的功率，相当于最大输出功率的 80%。

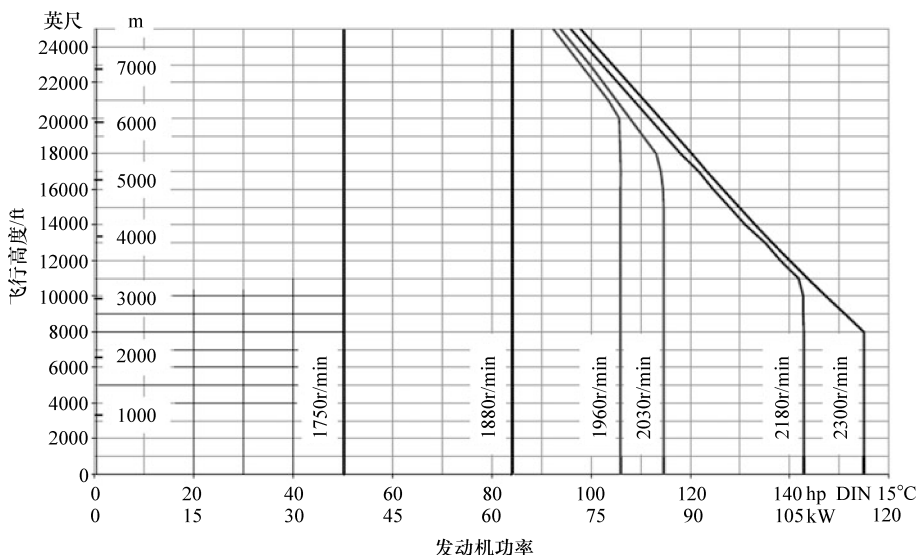


图 15.52 森特恩 (Centurion) 2.0S 航空发动机的高海拔功率 (来源: 森特恩公司)

注: 1ft = 0.305m 1hp = 0.735kW

参考文献

1. Mattes W, Hege H, Haimerl M, Unterweger G (2011) Der neue Motorrad-Sechszylindermotor von BMW. MTZ 72(6):452–459
2. Kawasaki (2011) <http://www.kawasaki.de/z1000>. Zugriffen: 04. Nov 2011
3. BAB-Power (2011) <http://www.bab-power.de/turbo>. Zugriffen: 04. Nov 2011
4. Neander Motors (2011) <http://www.neander-motorcycles.com>. Zugriffen: 05. Nov 2011
5. Merdes N, Enderle C, Vent G, Kreitmann F, Weller R (2011) The New Turbocharged 4-Cylinder In-Line Gasoline Engine by Mercedes-Benz. 20. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Tagungsband, S 11–31
6. Ernst R, Friedfeldt R, Laub S, Lloyd-Thomas D, Philips P, Rusell R, Zenner T (2011) The New 3 Cylinder 1,0 L Gasoline Direct Injection Turbo Engine from Ford. 20. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Tagungsband, S 53–72
7. Klauer N, Klütting M, Luttermann C, Sotke C (2011) The New BMW 528i Powertrain – Efficient Dynamics and Comfort Thanks to the New Turbocharged Four-Cylinder Spark- Ignition Engine. 20. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Tagungsband, S 1005–1018

8. Riegner J, Zahlmann S, Fitzen M, Käufler P, Vehreschild K, Wolf R (2008) Der Audi 3,0l TFSI – Auslegung des Aufladesystems unter konstruktiven und thermodynamischen Gesichtspunkten. 13. Aufladetechnische Konferenz Dresden, Tagungsband
9. Eiser A, Fitzen M, Heiduk T, Mendle J, Zahlmann S, Bäuml F (2009) 3,0L TFSI Die neue V6-Spitzenmotorisierung von Audi. Motortechnische Zeitschrift MTZ 70(9):632–642
10. List H, Cartellieri W P (1999) Dieseltechnik. Grundlagen, Stand der Technik und Ausblick. 10 Jahre TDI-Motor von Audi. ATZ/MTZ Sonderausgabe September 1999
11. Hahne B, Neuendorf S, Paehr G, Vollmers E (2010) Neue Dieselmotoren für Volkswagen-Nutzfahrzeug-Anwendungen. Motortechnische Zeitschrift MTZ 71(1):26–32
12. Eiglmeier C, Bauder R, Fröhlich A, Gabel K, Helbig J, Marckwardt H, Zülch S (2011) The New 3.0 Litre V6 TDI Engine with Dual-Stage Turbocharging in the Audi A6 und A7. 20. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Tagungsband, S 911–941
13. Honeder J, Ardey N, Kaufmann M, Steinmayr T (2011) The New BMW 4-/6-Cylinder Diesel Engine with 2-Stage Turbocharging. 20. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Tagungsband, S 895–909
14. Heil B, Schmid W, Teigeler M, Sladek W, Öing H, Arndt S, Melcher S (2009) Die neue Dieselmotorenbaureihe für schwere Nutzfahrzeuge von Daimler. MTZ 70(1):16–25
15. Daimler (2011) Detroit Diesel – Leistungsstarke Motoren und ein effizientes Vertriebsnetz. <http://www.daimler.com>. Zugriffen: 15. Nov 2011
16. Detroit Diesel (2011) Engine DD16™. DD16 Brochure, <http://www.detroitdiesel.com/engines/dd16>. Zugriffen: 15. Nov 2011
17. Teetz C (2007) Schnellaufende Hochleistungsdieselmotoren. In: Mollenhauer K, Tschöke H (Hrsg) Handbuch Dieselmotoren. 3. Aufl. Abschn. 17.4 Springer Berlin Heidelberg
18. Wintruff I, Bücheler O, Rall H, Zitzler G (2011) Die neuen Bahnmotoren der MTU-Baureihe 4000 für die Emissionsstufe EU III B. MTZ 72(5):374–378
19. Bergmann D, Kech J (2011) Entwicklungsmethode für Industrie-Dieselmotoren. MTZ 72(11):836–841
20. Kech J, Hegner R, Männle T (2011) Turboaufladung: Schlüsseltechnologie für leistungsstarke Motoren. Druckschrift der MTU Friedrichshafen GmbH, August 2011, <http://www.mtu-online.com>. Zugriffen: 19 Sept 2011
21. MAN Diesel & Turbo (2011) 48/60CR Project Guide – Marine, Four-stroke diesel engines compliant with IMO Tier II. Firmenbroschüre unter <http://www.mandieselturbo.com>. Zugriffen: 11 Nov 2011
22. Wärtsilä (2010) Wärtsilä medium-speed engines. Firmenbroschüre unter <http://www.wartsila.com/en/engines/medium-speed-engines>. Zugriffen: 18 Nov 2011
23. Wärtsilä (2011) Wärtsilä 46 F Product Guide. Firmenbroschüre unter <http://www.wartsila.com/en/engines/medium-speed-engines/Wartsila46F>. Zugriffen: 18 Nov 2011
24. Ryser R, Weisser G, Wik C (2010) Application of 2-stage turbocharging to large diesel engines: Recent developments and new perspectives. 15. Aufladetechnische Konferenz Dresden, S 27–44
25. Knafl A, Holand P, Stiesch G (2011) Design and development of a 2-stage turbocharged large diesel engine. 6th International MTZ Conference, Kiel
26. Sass F (1957) Bau und Betrieb von Dieselmotoren. Springer, Berlin
27. Heim K, Frigge P (2010) The Wärtsilä low-speed engine programme for today's and future requirements. CIMAC Congress 2010, Bergen, Paper 199
28. MAN Diesel & Turbo (2010) MAN B&W K98MC7-T II, Project Guide, http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/k98mc7.pdf. Zugriffen: 26 Nov 2011
29. MAN Diesel & Turbo (2011) Marine Engine IMO Tier II Programme 3rd edition 2011. Firmenbroschüre unter <http://www.mandieselturbo.com>. Zugriffen: 04 Okt 2011

Translation from German language edition:

Aufladung von Verbrennungsmotoren

by Helmut Pucher and Karl Zinner

Copyright © 2012 Springer Berlin Heidelberg

Springer Berlin Heidelberg is a part of Springer Science + Business Media

All Rights Reserved

版权所有，侵权必究。

This title is published in China by China Machine Press with license from Springer. This edition is authorized for sale in China only, excluding Hong Kong SAR, Macao SAR and Taiwan. Unauthorized export of this edition is a violation of the Copyright Act. Violation of this Law is subject to Civil and Criminal Penalties.

本书中文简体版由 Springer 授权机械工业出版社在中国境内（不包括香港、澳门特别行政区以及台湾地区）出版与发行。未经许可之出口，视为违反著作权法，将受法律之制裁。

北京市版权局著作权合同登记 图字：01-2014-6310。

图书在版编目（CIP）数据

内燃机增压：基础、计算和设计/（德）赫尔穆特·普赫（Helmut Pucher），（德）卡尔·青纳（Karl Zinner）编著；倪计民团队译。—北京：机械工业出版社，2018.6

（内燃机先进技术译丛）

ISBN 978-7-111-59447-5

I. ①内… II. ①赫… ②卡… ③倪… III. ①内燃机-增压发动机
IV. ①TK413.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2018）第 048675 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）

策划编辑：孙 鹏 责任编辑：孙 鹏

责任校对：王 延 封面设计：鞠 杨

责任印制：常天培

涿州市京南印刷厂印刷

2018 年 5 月第 1 版第 1 次印刷

169mm×239mm·20.5 印张·2 插页·395 千字

0 001—2500 册

标准书号：ISBN 978-7-111-59447-5

定价：149.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务

服务咨询热线：010-88361066

读者购书热线：010-68326294

010-88379203

封面无防伪标均为盗版

网络服务

机工官网：www.cmpbook.com

机工官博：weibo.com/cmp1952

金书网：www.golden-book.com

教育服务网：www.cmpedu.com

内燃机先进技术译丛

内燃机学

内燃机设计

柴油机管理系统

内燃机系统建模与控制导论

缸内直喷式汽油机——系统、原理、研发与前景

汽油机管理系统——控制、调节和监测

柴油机手册

内燃机增压——基础、计算和设计

QQ:495025020

e-mail:spxingyang@126.com

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037

电话服务

服务咨询热线：010-88361066

读者购书热线：010-68326294

010-88379203

网络服务

机工官网：www.cmpbook.com

机工官博：weibo.com/cmp1952

金书网：www.golden-book.com

教育服务网：www.cmpedu.com

封面无防伪标均为盗版



机械工业出版社微信公众号



扫一扫，更多汽车精品图书供你选！

上架指导 交通运输 / 内燃机

ISBN 978-7-111-59447-5

策划编辑◎孙鹏 / 封面设计◎鞠杨

ISBN 978-7-111-59447-5



9 787111 594475 >

定价：149.00元